



The department «Hydraulic machines» named after academician G.F. Proskura 102 years



20 (1192)



Светлой памяти заслуженного деятеля промышленности Украины Константина Васильевича Савельева Посвящается MINISTRY OF EDUCATION AND SCIENCE OF UKRAINE National technical university «Kharkiv politechnik institute» МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАІНИ Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут»

BULLETIN

OF NATIONAL TECHNICAL UNVERSITY «KhPI»

Series: Hydraulic machines and hydrounits

№ 20 (1192) 2016

Collection of scientific papers

The edition was founded in 1961

ВІСНИК

НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНІЧНОГО УНІВЕРСИТЕТУ «ХШ»

Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати

№ 20 (1192) 2016

Збірник наукових праць

Видання засноване у 1961 р.

Kharkiv NTU «KhPI», 2016 Харків НТУ «ХПІ», 2016 Вісник Національного технічного університету «ХШ». Збірник наукових праць. Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Х.: НТУ «ХПІ». – 2016. – № 20 (1192). – 133 с. – ISSN 2411-3441.

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

Збірник виходить українською, англійською та російською мовами

The Bulletin of the National Technical University "KPI" is put on "The List of Scientific Professional Editions of Ukraine that publish the data of theses for the degree of candidate of sciences and the degree of doctor" approved by the Decision of the Certifying Board of the Ministry of Education and Science of Ukraine as to the Activities of Special Academic Councils of December 2015. Order No1328 (Supplement No8) of 21.12.2015.

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

Координаційна рада:

Л. Л. Товажнянський, д-р техн. наук, проф., чл.-кор. НАН України (голова);

К. О. Горбунов, канд. техн. наук, доц. (секретар);

- А. П. Марченко, д-р техн. наук, проф.; Є. І. Сокол, д-р техн. наук, проф., чл.-кор. НАН України;
- Є. Є. Александров, д-р техн. наук, проф.; А. В. Бойко, д-р техн. наук, проф.;
- Ф. Ф. Гладкий, д-р техн. наук, проф.; М. Д. Годлевський, д-р техн. наук, проф.;
- А. І. Грабченко, д-р техн. наук, проф.; В. Г. Данько, д-р техн. наук, проф.;
- В. Д. Дмитриєнко, д-р техн. наук, проф.; І. Ф. Домнін, д-р техн. наук, проф.;
- В. В. Єпіфанов, канд. техн. наук, проф.; Ю. І. Зайцев, канд. техн. наук, проф.;
- П. О. Качанов, д-р техн. наук, проф.; В. Б. Клепіков, д-р техн. наук, проф.;
- С. І. Кондрашов, д-р техн. наук, проф.; В. М. Кошельник, д-р техн. наук, проф.;
- В. І. Кравченко, д-р техн. наук, проф.; Г. В. Лісачук, д-р техн. наук, проф.;
- О. К. Морачковський, д-р техн. наук, проф.; В. І. Ніколаєнко, канд. іст. наук, проф.;
- П. Г. Перерва, д-р екон. наук, проф.; В. А. Пуляєв, д-р техн. наук, проф.;
- М. І. Рищенко, д-р техн. наук, проф.; В. Б. Самородов, д-р техн. наук, проф.;
- Г. М. Сучков, д-р техн. наук, проф.; Ю. В. Тимофієв, д-р техн. наук, проф.;

М. А. Ткачук, д-р техн. наук, проф.

Редакційна колегія серії:

Відповідальний редактор: М. В. Черкашенко, д-р техн. наук, проф.

Відповідальний секретар: Є. С. Крупа, канд. техн. наук, доц.

Члени редколегії: А. В. Бойко, д-р техн. наук, проф.; Е. Г. Братута, д-р техн. наук, проф.;

I. С. Веремеєнко, д-р техн. наук, проф.; В. І. Гнесін, д-р техн. наук, проф.;

О. В. Єфімов, д-р техн. наук, проф.; З. Я. Лур'є, д-р техн. наук, проф.;

Ю. М. Мацевитий, д-р техн. наук, проф., академік НАН України;

А. В. Русанов, д-р техн. наук, проф., чл.-кор. НАН України; О. В. Потетенко, канд. техн. наук, проф.;

К. В. Савел'єв, засл. діяч промисловості України; М. С. Степанов, д-р техн. наук, проф.;

М. О. Тарасенко, канд. техн. наук, проф.; О. Л. Шубенко, д-р техн. наук, проф., чл.-кор. НАН України.

Рекомендовано до друку Вченою радою НТУ «ХПІ». Протокол № 3 від 08 квітня 2016 р.

Вісник Національного технічного університету «ХПІ» Серія: «Гідравлічні машини та гідроагрегати» ISSN 2411-3441 – включено у довідник періодичних видань бази даних: Thomson Reuters; Google Scholar;

Scientific Indexing Services (Texas, USA); Ulrich's Periodicals Directory (New Jersey, USA).

© Національний технічний університет «ХПІ», 2016

FUNDAMENTALS

ФУНДАМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ

УДК 621.224

М. В. ЧЕРКАШЕНКО, Б. А. ВУРЬЕ, Ю. И. ГРИНБЕРГ, Д. Б. БОНДАРЕВА

АНАЛИЗ СХЕМ УПРАВЛЕНИЯ ГИДРОПНЕВМОАГРЕГАТОВ

Предлагается метод анализа схем гидропневмоагрегатов, позволяющий обнаружить и устранить имеющиеся ошибки при проектировании, в основном, связанные с противоречивостью входов, действующих между технологическими операциями, и «силовой борьбой» на исполнительных устройствах. Показана эффективность использования для анализа схем матрицы соответствий М. В. Черкашенко, размерность которой не зависит от числа входов и выходов, а лишь от числа переходов между технологическими операциями.

Ключевые слова: гидропневмоагрегаты, схема, синтез, анализ, системы управления.

Введение. При проектировании современных систем управления гидропневмоагрегатов технологического оборудования возможны ошибки, связанные главным образом с противоречивостью переходов между технологическими операциями и «силовой борьбой» на исполнительных механизмах. Проблема анализа решает задачи, связанные с выявлением ошибок при проектировании систем гидропневмоагрегатов и их устранением на этапах синтеза.

Основная часть. В настоящей статье предлагается формализованный метод анализа схем систем управления гидропневмоагрегатов, позволяющий выявить и устранить ошибки, возможные при синтезе.

В качестве описания работы системы управления целесообразно выбрать граф операций [1], имеющий

известные преимущества по отношению к другим формализованным способам описания. Уравнения функций выходов и внутренних состояний системы выписываются непосредственно по схеме гидропневмоагрегата. Выявление ошибок осуществляется определением корректности графа операций, анализа входной последовательности, корректности матрицы соответствий и соответствующей системы уравнений [2-4]. Далее не составляет труда исправление ошибок при проектировании необходимости, при И, осуществление соответствующей корректировки схемы.

Рассмотрим метод анализа на примере спроектированной пневматической схемы управления сверлильным станком (рис. 1).



Рис. 1 - Схема управления сверлильного станка

© М. В. Черкашенко, Б. А. Вурье, Ю. И. Гринберг, Д. Б. Бондарева, 2016

ИУ сверлильного станка служат пневматические цилиндры I_1-I_3 , которым соответствуют выходы Z_1-Z_3 .

Цилиндр U_1 производит зажим детали в зажимном приспособлении, что контролируется в исходном положении ВК x_1 , а в конечном положении ВК x_2 .

Цилиндр II_2 перемещает приспособление с деталью из исходного положения, контролируемого ВК x_3 , в зону обработки (позиция контролируется ВК x_4).

Цилиндр II_3 производит с помощью механизма подачи инструмента обработку детали. Его исходное положение контролируется ВК x_5 , а конечное – ВК x_6 .

Цикл работы начинается с нажатия кнопки $x_7 = 1$ и, если все исполнительные устройства находятся в исходном положении, производится зажим детали $Z_1 = 1$, после чего по сигналу ВК $x_2 = 1$ цилиндр Ц₂ перемещает приспособление с деталью в зону обработки $Z_2 = 1$, включая в конце хода ВК $x_4 = 1$, по сигналу которого начинается обработка детали на станке $Z_3 = 1$. При окончании обработки по сигналу $x_6 = 1$ производится возврат в исходное положение механизма подачи инструмента $\overline{Z}_3 = 1$. По сигналу $x_5 = 1$ происходит перемещение приспособления с деталью из зоны обработки в исходное положение $\overline{Z}_2 = 1$. По сигналу $x_3 = 1$ происходит возврат в исходное положение пневмоагрегата зажима детали $\overline{Z}_1 = 1$.

Станок имеет только автоматический режим работы. Каждый цикл начинается после возврата в исходное положение пневмоагрегата зажима $(x_1 = 1)$ и при включенной кнопке $(x_7 = 1)$.

Назначение исполнительных устройств, а также их взаимодействие с входными устройствами показаны в табл. 1.

Выходни	ые сигналы	Входные сигналы			
Обозначение	Наименование	Исходное положение	Конечное положение		
Z_1	Зажим детали	x_1	<i>x</i> ₂		
Z_2	Перемещение приспособления с деталью в зону обработки	<i>x</i> ₃	x_4		
Z_3	Обработка детали	x_5	<i>x</i> ₆		

Таблица 1 – Взаимодействие входных и исполнительных

Граф операций на основе технического задания, описывающий условия работа системы управления погрузчика, представлен на рис. 2.

Проверка корректности описания показывает, что при запуске схемы осуществляется лишь контроль зажима детали, контроль исходного положения других исполнительных устройств не осуществляется.



Таким образом, откорректированный фрагмент графа операций с учетом поправки в переходе из вершины 1 в вершину 2 представлен на рис. 3.



Рис. 3 – Откорректированный фрагмент графа операций

Как известно по готовой схеме можно выписать лишь одну систему уравнений для функций выходов и переключения памяти. Так для нашего случая система уравнений имеет вид: $S = z_1 = x_1x_7$, $z_2 = x_2y$, $z_3 = x_4x_5y$, $\overline{z}_1 = x_2x_3\overline{y}$, $\overline{z}_2 = x_5\overline{y}$, $R = \overline{z}_3 = x_6$.

Для выявления возможности несвоевременного срабатывания исполнительных устройств и «силовой борьбы» на исполнительных устройствах для систем небольшой сложности можно проиллюстрировать вложением графа операций в развертку *n*-мерного куба на плоскости, и разместив в соответствующие клетки карты Карно вершины графа операций. Наличие двух и более вершин в одной клетке говорит о неоднозначности двух и более переходов, а, следовательно, необходимости введения в схему элемента памяти (см. рис. 4).



Рис. 4 – Вложение графа операций в развертку *n*-мерного куба на плоскости

Для систем большой размерности выявление любого вида противоречий в схеме (если они имеются) следует проводить путем построения матрицы соответствий MC, размерность которой не

ISSN 2411-3441 (print)

зависит от числа входов и выходов, а зависит лишь от числа переходов графа операций или другими словами

от числа технологических операций [2].

		$x_1 x_3 x_5 x_7$	$x_2 y$	$x_4 x_5 y_5$	x_6	$x_5\overline{y}$	$x_2 x_3 \overline{y}$
	$x_1 x_3 x_5 = \emptyset$	0	0	0	0	1	0
	$x_1 x_7, x_3 x_5 = z_1 S$	1	0	0	0	1	0
MC =	$*x_2, x_3x_5 = z_2$	0	1	0	0	0	0
	$**x_4 x_2 x_5 = z_3$	0	1	1	0	0	0
	$x_6, x_2 x_4 = \overline{z}_3 R$	0	1	0	1	0	0
	$**x_{5}x_{2}x_{4} = \overline{z}_{2}$	0	0	0	0	1	0
	$* x_{3} x_{2} x_{5} = \overline{z}_{1}$	0	0	0	0	1	1

Здесь входные сигналы, вызывающие переходы между технологическими операциями (записанные на графе операций), отделены запятой. После запятой записаны имеющие прямые значения сигналы, входящие в соответствующие полные входные наборы.

В матрице МС на пересечении столбца и строки ставится 1, если сигналы, вызывающие переходы, входят в полные входные наборы соответствующих строк, и – 0, в противном случае. Противоречивые единицы обводятся кружком (таких здесь нет), наклонные единицы «пропадают» при переключении элемента памяти.

Замечаем, что в столбце x_4x_5y сигнал x_5 , а в столбце $x_2x_3\overline{y}$ сигнал x_2 не записаны на графе и являются дополнительными, присутствующими в уравнениях. Проанализируем эти два столбца без дополнительных сигналов, для чего ниже представим подматрицу MC1.

$$MC1 = \begin{array}{c|ccccc} x_4y & x_3\overline{y} \\ x_1x_3x_5 &= \varnothing & 0 & 1 \\ x_1x_7, x_3x_5 &= z_1S & 0 & 1 \\ x_2, x_3x_5 &= z_2 & 0 & 0 \\ **x_4, x_2x_5 &= z_3 & 1 & 0 \\ x_6, x_2x_4 &= \overline{z}_3R & 1 & 0 \\ **x_5, x_2x_4 &= \overline{z}_2 & 0 & 0 \\ *x_3, x_2x_5 &= \overline{z}_1 & 0 & 1 \end{array}$$

В отличие от матрицы МС здесь появились две наклонные единицы, которые «исчезают» при переключении элемента памяти. Следовательно, можно сделать вывод, что переменные x_5 и x_2 в соответствующих уравнениях не нужны. Остальной анализ, проведенный путем сканирования столбцов матрицы МС, противоречий не обнаружил. Таким образом, откорректированная система уравнений имеет вид: $S = z_1 = x_1 x_3 x_5 x_7$, $z_2 = x_2 y$, $z_3 = x_4 y$, $\overline{z}_1 = x_3 \overline{y}$, $\overline{z}_2 = x_5 \overline{y}$, $R = \overline{z}_3 = x_6$.

Следует отметить необходимость возможности установки исполнительных устройств и элемента

памяти в исходное положение, для чего в ниже следующую схему введена кнопка «Стоп» и 4 клапана ИЛИ. Кроме того, использование кнопки пуск дает возможность осуществить полуавтоматический режим работы схемы. Для получения автоматического режима требуется замена кнопки пуска на тумблер. При корректировке схемы использован также метод совмещения функциональных и логических возможностей распределительной аппаратуры, а также построенных на ней модулей [5–7].

Окончательный вариант откорректированной схемы сверлильного станка с учетом всех исправлений представлен на рис. 5.



Таким образом, предложенный метод является эффективным средством выявления ошибок, неточностей, проверки работоспособности,

Гідравлічні машини та гідроагрегати

рационального построения схем, и может быть широко использован проектировщиками систем управления гидропневмоагрегатов, а также студентами вузов при изучении методов построения схем.

Список литературы: 1. Юдицкий С.А. К вопросу описания и синтеза дискретных систем промышленной автоматики С. А. Юдиикий // Техническая кибернетика. – 1976. – № 1. – С. 131-141. 2. Черкашенко М. В. Метод логического проектирования дискретных систем управления машин-автоматов с пневмо- или гидроприводом / М. В. Черкашенко // Пневматика и гидравлика. Приводы и системы управления. - М. : Машиностроение, 1981. Вып. 8. – С. 181–189. 3. Cherkashenko M. Synthesis of discrete control systems of industrial robots / M. Cherkashenko [et al.] // Automation and Remote Control (USA). - 1981. - V. 42, № 5. - P. 676-680. 4. Cherkashenko M. V. Computer-aided design of discrete control fluid power system / M. V. Cherkashenko // 2 Internationales Fluidtechnishes colloquium. - Germany, 16-17 marz 2000. - Band 1. - P. 495-500. 5. Cherkashenko M. Synthesis of schemes of hydraulic and pneumatic automation / M. Cherkashenko // International Fluid Power Symposium in Aachen. - Germany, 20-22 March 2006. - Fundamentals. - The report № 1. – P. 147–154. 6. Cherkashenko M. Universal devices for building pneumatic control circuits for industrial robots and automatic machines / M. Cherkashenko // Soviet engineering research (England). - 1985. -

V. 5, № 2. – Р. 29–31. 7. Черкашенко М. В. Синтез минимальных схем гидропневмоагрегатов / ред. Б. А. Вурье. – М. : Пневмогидромашины, 2013. – 266 с.

References: 1. Yuditskij, S. A. "K voprosu opisanija i sinteza diskretnykh sistem promyshlennoj avtomatiki." Tehnicheskaja kibernetika. No. 1. 1976. 131-141. Print. 2. Cherkashenko, M. V. "Metod logicheskogo proektirovanija diskretnykh system upravlenija mashin-avtomatov s pnevmo- ili gidroprivodom." Pnevmatika i gidravlika. Privody i sistemy upravlenija. Vol. 8. Moscow: Mashinostroenie, 1981. 181-189. Print. 3. Cherkashenko, M., et al. "Synthesis of discrete control systems of industrial robots." Automation and remote control (USA). No 42.5. 1981. 676-680. Print. 4. Cherkashenko, M. V. "Computer-aided design of discrete control fluid power system." 2 internationales fluidtechnishes colloquium. Germany, 16-17 marz 2000. Band 1. 495-500. Print. 5. Cherkashenko, M. "Synthesis of schemes of hydraulic and pneumatic automation." International fluid power symposium in Aachen. Germany, 20-22 March 2006. No. 1. 147-154. Print. 6. Cherkashenko, M. "Universal devices for building pneumatic control circuits for industrial robots and automatic machines." Soviet engineering research. England. 5.2 (1985): 29-31. 7. Cherkashenko, M. V. Print. Sintez minimalnykh shem gidropnevmoagregatov.. Moscow: Pnevmogidromashiny, 2013. Print.

Поступила (received) 15.12.2015

Черкашенко Михаил Владимирович – доктор технических наук, профессор, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», заведующий кафедрой «Гидравлические машины», г. Харьков; тел.: (057) 707-66-46; e-mail: mchertom@gmail.com.

Cherkashenko Mihail Vladimirovich – Doctor of Technical Sciences, Full Professor, National Technical University "Kharkov Polytechnic Institute", Chair at the Department of "Hydraulic machines", Kharkov; tel.: (057) 707-66-46; e-mail: mchertom@gmail.com.

Вурье Борис Александрович – доктор технических наук, генеральный директор «Пневмогидропривод», г. Москва, тел.: (057) 707-66-46, e-mail: borisvurye@gmail.com.

Vurye Boris Aleksandrovich – Doctor of Technical Sciences, General Director of "Pnevmogidroprivod", Moscow, tel.: (057) 707-66-46, e-mail: borisvurye@gmail.com.

Гринберг Юрий Исаакович – генеральный директор ООО «Промгидропривод», г. Харьков, тел.: (057) 783-62-25; e-mail: promgidroprivod@ukr.net.

Grinberg Yuriy Isaakovich – General Director of "Promgidroprivod", Kharkov, tel.: (057) 783-62-25; e-mail: promgidroprivod@ukr.net.

Бондарева Дарья Борисовна – Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», инженер кафедры «Гидравлические машины», г. Харьков; тел.: (057) 707-66-46; e-mail: gmntukhpi@gmail.com.

Bondareva Daria Borisovna – National Technical University "Kharkov Polytechnic Institute", Engineer at the Department of "Hydraulic machines", Kharkov; tel.: (057) 707-66-46; e-mail: gmntukhpi@gmail.com.

ВЛИЯНИЕ ПРОСТРАНСТВЕННОГО ПРОФИЛИРОВАНИЯ ЛОПАСТЕЙ РАБОЧЕГО КОЛЕСА НА ХАРАКТЕРИСТИКИ ПОТОКА В ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ОСЕВОЙ ГИДРОТУРБИНЫ

Приведены результаты численного исследования влияния сложного окружного навала лопасти рабочего колеса осевой гидротурбины ПЛ20 навала на характеристики потока в проточной части. Моделирование течения выполнено на основе численного интегрирования уравнений Рейнольдса с дополнительным членом, содержащим искусственную сжимаемость. Для учета турбулентных эффектов применена двухпараметрическая модель турбулентности Ментера (SST). Исследования проведены с использованием программного комплекса IPMFlow. Представлен анализ структуры потока в расчетных областях с учетом и без отсасывающей трубы, а также зависимости значений мощности и КПД проточной части от величины навала при оптимальном режиме работы.

Ключевые слова: проточная часть, осевая гидротурбина, численное моделирование, пространственное профилирование, гидродинамическое усовершенствование, сложный окружной навал, рабочее колесо, отсасывающая труба.

Введение. В условиях постоянного роста цен на энергоносители вопрос повышения экономичности энергетического оборудования, В том числе гидротурбин, приобретает все большую актуальность. Одним из направлений повышения КПД гидромашин является гидродинамическое совершенствование их проточных частей (ПЧ), в первую очередь рабочих колес (РК) [1]. Перспективным способом повышения эффективности ПЧ гидромашин является ИХ гидродинамическое усовершенствование за счет пространственного профилирования основных элементов ПЧ. В ИПМаш НАН Украины накоплен большой опыт по пространственному профилированию направляющих и рабочих лопаток паровых турбин [2, 3] с помощью окружного и осевого навалов. При навалах форма сечений лопастных систем остается неизменной, меняется только вид линии привязки и, как следствие, взаимное положение сечений в окружном или осевом направлениях. Навал называется простым, если сечения лопасти по ширине отклоняются линейно относительно оси [4]; если нелинейно, то такой навал называется сложным [5]. Схема сложных окружных навалов у периферии и у втулки приведена на рис. 1.



Рис. 1 – Схема сложного окружного навала лопатей РК

Сложный навал в окружном направлении образуется за счет придания оси лопасти формы кривой второго порядка, которая задается углом саблевидности γ и относительной длиной изогнутого участка лопасти \overline{l} . Индексом *D* обозначены

величины, относящиеся ко втулке, а индексом $U - \kappa$ периферии. Параметры \bar{l}_U и \bar{l}_D определяются по формулам:

$$\bar{l}_U = \frac{l_U}{l/2} \cdot 100\%$$
; $\bar{l}_D = \frac{l_D}{l/2} \cdot 100\%$.

В рабочем колесе осевой гидротурбины в качестве линии привязки принимается ось поворота лопасти, после выполнения навалов выбирается новая ось поворота. В исследованиях рассматривались варианты сложного окружного навала с постоянными значениями $l_U = l/2$ и переменной величиной угла саблевидности γ_U .

Применяемые отечественного В практике гидротурбостроения методы расчетов РК осевого типа основываются на гипотезе, согласно которой поверхности тока предполагались цилиндрическими. В рамках этой гипотезы РК с одинаковыми, но поразному скомпонованными сечениями, обладают одинаковыми энергетическими показателями, хотя при этом имеют разную пространственную форму изсоответственно, обтекаются разными за чего потоками. Для оценки влияния навалов лопастных на энергетические характеристики ПЧ систем необходимо использование методов математического моделирования пространственных вязких течений.

Влияние компоновки лопасти на показатели ПЛ турбины экспериментально исследовалось на ЛМЗ и в ЦКТИ [6]. В этих исследованиях проекция выходной кромки в плане оставалась прямой и поворачивалась в окружном направлении. При этом расчетные сечения смещались на величину, линейно зависящую от значения радиуса, что соответствует простому навалу [4].

В работе [5] представлены результаты численного исследования влияния сложного окружного навала лопастей РК осевой гидромашины ПЛ20 Кременчугской ГЭС на структуру течения и гидродинамические характеристики ПЧ. не включавшую отсасывающую трубу (OT). В настоящей статье приведены характеристики потока в расчетной области. включаюшей лопастные системы направляющего аппарата (НА), РК и отсасывающую трубу.

© А. В. Русанов, О. Н. Хорев, Д. Ю. Касьянов, А. В. Линник, П. Н. Сухоребрый, С. А. Рябова, 2016

Математическая Моделирование модель. течения вязкой несжимаемой жидкости в проточной части гидротурбины выполнено на основе численного Рейнольдса интегрирования уравнений с дополнительным членом, содержащим искусственную Уравнения Рейнольдса сжимаемость. с двухпараметрической моделью турбулентности *k*- ω , записанные в векторной форме в декартовой системе координат, вращающейся с постоянной угловой скоростью Ω вокруг оси *x*, имеют вид:

$$\frac{\partial}{\partial t}Q + \frac{\partial}{\partial x}(E_i + E_v) + \frac{\partial}{\partial y}(F_i + F_v) + \frac{\partial}{\partial z}(G_i + G_v) = H,$$

где $Q = (P / \beta, u, v, w, k, \omega)^T$; $P = \frac{p}{\rho_*}$;

$$\begin{split} H &= \left(0, g, y\Omega^{2} + 2w\Omega, z\Omega^{2} - 2v\Omega, H_{k}, H_{\omega}\right)^{T}; \\ H_{k} &= \left(\widetilde{P}_{k} - \varepsilon\right)f_{6}; \\ H_{\omega} &= \left[\frac{\gamma}{v_{t}}P_{k} - \beta\omega^{2}f_{4} + \left(1 - f_{1}\right)\frac{2}{\omega\sigma_{\omega2}}C_{D}\right]f_{7}; \\ E_{i} &= \left(u, u^{2} + P, uv, uw, uk, u\omega\right)^{T}; \\ F_{i} &= \left(v, vu, v^{2} + P, vw, vk, v\omega\right)^{T}; \\ G_{i} &= \left(w, wu, wv, w^{2} + P, vw, wk, w\omega\right)^{T}; \\ E_{v} &= \left(0, -\tau_{xx}, -\tau_{xy}, -\tau_{xz}, -\chi_{kx}, -\chi_{ax}\right)^{T}; \\ F_{v} &= \left(0, -\tau_{zx}, -\tau_{zy}, -\tau_{zz}, -\chi_{kz}, -\chi_{ax}\right)^{T}; \\ G_{v} &= \left(0, -\tau_{zx}, -\tau_{zy}, -\tau_{zz}, -\chi_{kz}, -\chi_{ax}\right)^{T}; \\ G_{v} &= \left(0, -\tau_{zx}, -\tau_{zy}, -\tau_{zz}, -\chi_{kz}, -\chi_{ax}\right)^{T}; \\ x, y, z, t - \text{декартовы координаты и время;} \\ Q - \text{вектор консервативных переменных;} \end{split}$$

Q – вектор консервативных переменных; E_i, F_i, G_i – векторы потоков (невязкая часть); E_v, F_v, G_v – векторы потоков (вязкая часть); p, P, u, v, w – статическое и кинематическое

давление, компоненты вектора скорости;

k, ω – кинетическая энергия турбулентности, удельная скорость диссипации;

ρ* – плотность жидкости.

Коэффициент искусственной сжимаемости жидкости β для обеспечения высокой скорости сходимости рекомендуется выбирать из следующих соотношений

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

или

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

Для численного решения уравнений выставляются дополнительные условия на границах расчетной области. На входе задаются распределения компонент вектора скорости, на выходе – распределение статического давления p, а на стенках – условие прилипания $\vec{V} = 0$.

Численное интегрирование уравнений проводится с помощью неявной квазимонотонной схемы Годунова второго порядка точности по пространству и времени. Модель реализована в программном комплексе *IPMFlow*. Более подробное описание математической модели и численного метода представлено в работах [7, 8]. Объект исследования. Методика проведения численного эксперимента. В качестве объекта исследования выбрана ПЧ часть осевой поворотнолопастной гидротурбины ПЛ20 Кременчугской ГЭС [9]. Расчетная область состоит из лопаток НА, лопастей РК ПЛ 20/3271у-В и отсасывающей трубы. Основные геометрические характеристики НА: профиль лопатки симметричный УІІ-32-2, высота $b_0 = 0,4D_1$, диаметр расположения осей поворота лопаток $D_0 = 1,1625D_1$, число лопаток $z_0 = 32$. У рабочего колеса диаметр втулки $d_{\rm BT} = 0,37D_1$, число лопастей $z_1 = 4$. Параметры ОТ: высота $h = 1,915D_1$, длина $l = 4,1D_1$, колено типа 4А.

Физическая область отображается на расчетную с использованием структурированной сетки *Н*-типа с числом ячеек приблизительно равным 2 млн.

Численные исследования влияния навала выполнены для модели с диаметром РК $D_1 = 1$ м при напоре H = 1 м для оптимального режима: приведенный расход $Q'_I = 1117,9$ л/с, приведенная частота вращения $n'_I = 152,9$ мин⁻¹, открытие НА $a_0 = 56,52$ мм, угол установки лопасти РК $\varphi_{\pi} = 15^\circ$, угол потока на входе в расчетную область $\alpha_{\Pi} = 38,9^\circ$ [8].

Результаты исследование влияния сложного окружного периферийного навала лопасти РК. Численные исследования проведены для расчетных областей с исходными лопастями РК (угол саблевидности $\gamma_U = 0^\circ$) и четырьмя вариантами сложного окружного навала (углы саблевидности $\gamma_U = -40^\circ$; -20° ; $+20^\circ$; $+40^\circ$). Применение навала с углом $\gamma_U = 40^\circ$ приводит к сдвигу периферийного сечения в окружном направлении относительно исходного варианта на 7,5°, с углом $\gamma_U = 20^\circ$ – на 3,3°. На рис. 2 представлены компьютерные модели исходной лопастной системы РК, а также с углами саблевидности $\gamma_U = -40^\circ$ и $+40^\circ$.

Влияние навалов на структуру потока оценивалось по распределению компонент скорости и угла потока перед и за РК, по эпюрам давления вдоль сечений лопасти, распределению энергии по ширине канала. Рассмотрены также зависимости мощности и КПД от величины навала.

Исследования показали, что применение окружного навала лопастей РК практически не оказывает влияния на распределение компонент скорости и угла потока за НА как в расчетной области с отсасывающей трубой, так и без нее.

Окружной периферийный навал оказывает незначительное влияние на структуру потока в зоне перед РК. Некоторое отличие в распределении компонент скорости, а также относительного и углов абсолютного тангенциального потока наблюдается только на периферийном участке. Наличие в расчетной области отсасывающей трубы при исследовании потока в ПЧ оказывает заметное влияние на распределение окружной скорости и угла потока (абсолютного и относительного) на периферии в районе камеры РК.



Рис. 2 – Компьютерная модель лопастей РК для трех видов навала

На рис. 3 приведено распределение меридиональной и окружной скоростей, а также абсолютного тангенциального угла потока перед РК в ПЧ с модернизированным рабочим колесом с углом саблевидности навала $\gamma_U = -20^\circ$ с учетом ОТ и без нее.



Рис. 3 – Распределение параметром потока перед РК с углом саблевидности навала $\gamma_U = -20^\circ$ с учетом ОТ и без нее: a – меридиональная скорость; δ – окружная скорость; e – абсолютный угол потока

Если в ПЧ без ОТ на периферии окружная скорость резко падает, то при учете трубы – возрастает. Учет ОТ приводит к заметному повышению значений относительного и абсолютного углов потока в районе камеры РК. Следует отметить, что распределение меридиональной скорости перед РК по всей ширине канала практически не изменилось при учете ОТ.

На рис. 4 приведено распределение давления на поверхностях лопасти у втулки (10 % ширины канала), среднем сечении (50%) и периферийной (90%) области РК для пяти вариантов окружного навала. На втулочном участке (рис. 4, а) навалы не оказывают заметного влияния на эпюры распределения давления. В среднем сечении на стороне давления эпюры при навалах меняются незначительно. На стороне разрежения во входной части при отрицательных значениях угла γ_U давление повышается, при положительных – понижается, а в выходной части влияние навалов мало заметно. В периферийной зоне лопасти, подвергающейся наибольшим деформациям при рассматриваемом виде навала, происходит существенное перераспределение эпюр давления на стороне разрежения во входной части лопасти. В отличие от средней части лопасти, на периферии при отрицательных значениях угла γ_{II} значительно давление понижается, а при положительных возрастает. Наиболее _ благоприятные эпюры – как и в ПЧ без отсасывающей трубы – в исходном варианте и при угле саблевидности $\gamma_U = -20^\circ$. Дальнейшее уменьшение значения γ_U может привести к возникновению зон локального понижения давления на входном участке и, как следствие, к возникновению кавитационных зон. Учет ОТ в расчетной области не оказал заметного влияния на характер распределения давления вдоль сечений лопасти [5]. На вид эпюр скорости в средней части РК и вблизи втулки наличие ОТ также практически не оказывает влияния. На периферии при учете трубы существенно выровнялось распределение скорости на стороне разряжения во всех 5 исследуемых вариантах РК.

На рис. 5 приведены эпюры распределения относительной скорости вдоль периферийного сечения (90 % ширины канала) лопасти РК с углом саблевидности навала $\gamma_U = -20^\circ$ в ПЧ с ОТ и без ее учета. Применение навала РК в этой ПЧ позволило получить максимальное повышение мощности и КПД [5].



Рис. 4 – Распределение давления вдоль сечений лопасти РК при разных значениях угла саблевидности γ_U : *а* – втулочное; *б* – среднее; *в* – периферийное

На рис. 6 показано распределение осредненного по шагу абсолютного полного давления (энергии) по ширине канала в среднем поперечном сечении межлопастного канала РК при разных значениях угла саблевидности γ_U . Из представленных результатов видно, что навалы приводят к заметному перераспределению энергии по ширине канала Навалы с отрицательными значениями угла γ_U приводят к повышению значений энергии в области втулки, положительные понижают.



Рис. 5 – Распределение относительной скорости вдоль периферийного сечения лопасти РК с углом саблевидности навала $\gamma_U = -20^\circ$ в ПЧ с ОТ и без нее



Рис. 6 – Распределение осредненного по шагу абсолютного полного давления по ширине канала в среднем поперечном сечении межлопастного канала РК при разных значениях окружного навала

При относительной ширине канала около 80 % значения полного давления выравниваются, и на периферии наблюдается обратная картина распределения. Таким образом, за счет применения окружного навала, можно добиться более равномерного распределения энергии по ширине канала. В исследуемом РК ПЛ 20/3271у-В наиболее равномерное распределение энергии получено в исходном варианте ($\gamma_U = 0^\circ$) и в РК с углом саблевидности $\gamma_U = -20^\circ$. Учет в расчетной области ОТ не приводит к изменению распределения энергии на большей части канала РК. Но вблизи камеры РК (при относительной ширине канала около 95 %) происходит резкое увеличение значений абсолютного полного давления, тогда как в ПЧ без ОТ, наоборот, наблюдалось заметное их снижение [5].

На рис. 7 (слева) приведено распределение по ширине канала меридиональной (расходной) V_m и окружной V_и скоростей, а также абсолютного угла потока α за РК при разных значениях угла саблевидности у U. Эти данные необходимы для оценки изменения граничных условий на входе в отсасывающую трубу. Из рисунка видно, что применение сложного окружного периферийного навала мало влияет на величину закрутки потока и значение угла потока за РК. Навалы заметно влияют на распределение расходной скорости V_m. Для исследуемого РК наиболее плавная эпюра скорости получена при угле саблевидности $\gamma_U = -20^\circ$. Справа на рис. 7 приведено распределение меридиональной и окружной скоростей, а также угла потока за рабочим колесом в ПЧ с углом саблевидности навала РК $\gamma_U = -20^\circ$ с учетом и без учета отсасывающей трубы. Как видно, в средней части лопасти наличие ОТ в расчетной области практически не сказывается на вид эпюр. А во втулочной области и, особенно на периферии различие весьма существенно. Меридиональная скорость при учете ОТ в этих зонах распределяется более равномерно, меньше затормаживается у камеры РК. Эпюра окружной скорости на периферии, начиная с относительной ширины 90 %, резко меняет форму: при отсутствии отсасывающей трубы ее значения резко снижаются, при учете ОТ – продолжают повышаться. Значения угла потока за РК в ПЧ с ОТ тоже больше возрастают на периферийном участке. Такое различие эпюр в ПЧ с ОТ и без нее можно объяснить учетом поворота потока в колено отсасывающей трубы на периферии и перестройкой потока в связи с этим, а также наличием вихревого следа на выходе из обтекателя на втулке. Влияние поворота потока в колено трубы на структуру потока на периферии распространяется, как было показано выше, и на канал РК и на область перед ним. В зоне за НА это влияние уже практически нивелируется.



Рис. 7 – Распределение по ширине канала параметров потока за РК при разных значениях угла саблевидности (слева) и для РК с навалом при $\gamma_U = -20^{\circ}$ (справа):

a – меридиональной скорост
и $V_m;$ б – окружной скорости $V_u;$ є – абсолютного угла поток
а α

Проведенные расчеты позволили определить энергетические характеристики расчетной области.

На рис. 8 приведены зависимости относительной мощности \overline{N} и КПД $\overline{\eta}$ от значений угла



саблевидности γ_U в ПЧ с учетом отсасывающей трубы и без нее. Под относительной мощностью и КПД понимается отношение этих величин в РК с навалами к соответствующим значениям исходного варианта ПЧ ($\gamma_U = 0^\circ$).



Рис. 8. Зависимость относительной мощности \overline{N} и КПД $\overline{\eta}$ проточной части от величины окружного периферийного навала

Как видно из рисунка, изменения структуры потока в результате применения окружного навала приводят к изменению энергетических характеристик ПЧ. При учете ОТ в расчетной области навалы РК оказывают большее влияние на величины мощности и КПД. Максимальное значение относительной мощности и КПД как для расчетной области с отсасывающей трубой, так и без нее, получены в ПЧ с РК с углом саблевидности $\gamma_U = -20^\circ$ – повышение составило около 0,7 % для обоих показателей. Следует отметить, что в этой ПЧ величина срабатываемого напора Н (как в ПЧ с ОТ, так и без нее) по сравнению с исходным практически не изменилась (разность менее 0,1 %), т.е. положение режимной точки в поле универсальной характеристики осталось прежним.

На рис. 9 показана зависимость потерь в отсасывающей трубе от величины навала. Меньшие значения потерь в трубе $h_{\rm OT}$ наблюдаются у исходного варианта РК ($\gamma_U = 0^\circ$) и при угле саблевидности навала $\gamma_U = -20^{\circ}$. Значения h_{OT} составляют порядка 1,90 %. При увеличении угла саблевидности как в положительную, так и отрицательную сторону уровень потерь в ОТ начинает заметно возрастать. Это связано с перераспределением компонент скорости (в основном на периферии) на входе в отсасывающую трубу вследствие применения навала РК (рис. 7), что, в свою очередь, привело к изменению структуры потока в самой ОТ.



Рис. 9 – Зависимость потерь в отсасывающей трубе от величины навала РК

На рис. 10 приведен вид в плане исходной лопасти и модернизированной с навалом $\gamma_U = -20^\circ$.

Список литературы: 1. Семенова А. В. Применение метода многоцелевой оптимизации для проектирования формы лопасти рабочего колеса поворотно-лопастной гидротурбины А. В. Семенова, Д. В. Чирков, В. А. Скороспелов // Известия Самарского научного центра РАН. - 2013. - Т. 15, № 4 (2). -С. 588-593. 2. Русанов А. В. Влияние сложного навала рабочих и направляющих лопаток ЦВД паровой турбины на аэродинамические характеристики проточной части / А. В. Русанов, Компрессорное Ю. П. Волков - // энергетическое И машиностроение. – 2008. – Вып. 3 (13). – С. 93–97. **3.** Русанов А. В. пространственного профилирования Влияние направляющих лопаток на газодинамические характеристики ЦНД паровой турбины / А. В. Русанов, Е. В. Левченко, В, Л. Швецов [и др.] // Двигатели и энергоустановки аэрокосмических летательных аппаратов. – 2010. – № 7 (74). – С. 65–70. 4. Русанов А. В. Влияние простого окружного навала лопастей рабочего колеса осевой гидротурбины ПЛ20 на гидродинамические характеристики проточной части / А. В. Русанов, О. Н. Хорев, А. В. Линник [и др.] //

Видно, что у модернизированной лопасти выходная кромка практически радиальная и, соответственно, имеет меньшую длину. Это приводит к снижению потерь от кромочного следа по сравнению с исходным вариантом [6]. Ось поворота лопасти в модернизированном РК необходимо сместить на 1,5–2° в сторону выходной кромки.



Рис. 10 – Вид в плане исходной и лучшей модернизированной лопасти

Выводы. Выполнено численное исследование влияния сложного окружного навала лопасти РК осевой гидротурбины ПЛ20 Кременчугской ГЭС на структуру потока и интегральные характеристики проточной части с учетом отсасывающей трубы. Проведено сравнение результатов исследования с данными расчетов ПЧ без учета ОТ. В результате установлено, что при применении периферийного навала:

 существенно меняется вид эпюр давления на поверхностях лопасти, особенно в районе входных кромок;

 возможно выровнять распределение полного давления по ширине канала;

 удалось добиться повышения максимального значения мощности и КПД при оптимальном режиме работы современной высокоэффективной проточной части Кременчугской ГЭС.

Учет отсасывающей трубы в расчетной области позволил более точно смоделировать течение жидкости в проточной части и оценить ее энергетические показатели.

Вісник НТУ «ХПІ». Сер.: Гідравлічні машини та гідроагрегати. -Х.: НТУ «ХПІ». – 2015. – № 3 (1012). – С. 8–12. 5. Русанов А. В. Влияние сложного окружного навала лопастей рабочего колеса осевой гидротурбины на структуру потока и энергетические характеристики проточной части / А. В. Русанов, О. Н. Хорев, А. В. Линник [u др.] // Вісник НТУ «ХПІ». Сер.: Математичне моделювання в техніці та технологіях. - Х. : НТУ «ХПІ». - 2015. -№ 18 (1127). – С. 130–141. 6. Этинберг И. Э. Исследование влияния компоновки решеток рабочего колеса на форму потока и потери энергии / И. Э. Этинберг, Н. В. Белова // Труды ЦКТИ. – Л. – Вып. 79. C. 39–50. 7. Русанов А. В. Численное 1967. – моделирование течений вязкой несжимаемой жидкости с использованием неявной квазимонотонной схемы Голунова повышенной точности / А. В. Русанов, Д. Ю. Косьянов // Восточ.-Европ. журн. передовых технологий. - 2009. - № 5. - С. 4-7. 8. Русанов А. В. Математическое моделирование нестационарных газодинамических процессов в проточных частях турбомашин / А. В. Русанов, С. В. Ершов. - Х. : Ин-т пробл. машиностроен. НАН Украины, 2008. – 275 с. **9**. *Русанов А. В.* Математическое моделирование течения жидкости и анализ характеристик потока в подводе гидротурбины ПЛ20 Кременчугской ГЭС / *А. В. Русанов, А. В. Линник, П. Н. Сухоребрый [и др.]* // Вісник НТУ «ХПІ». Сер.: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х. : НТУ «ХПІ». – 2014. № 1 (1044). – С. 41–48.

References: 1. Semenova, A. V., D. V. Chirkov and V. A. Skorospelov. "Primenenie metoda mnogocelevoj optimizacii dlja proektirovanija formy lopasti rabochego kolesa povorotno-lopastnoj gidroturbiny.' Izvestija Samarskogo nauchnogo centra RAN 15.4(2) (2013): 588-593. Print. 2. Rusanov, A. V., and Ju. P. Volkov. "Vlijanie slozhnogo navala rabochih i napravljajushhih lopatok CVD parovoj turbiny na ajerodinamicheskie harakteristiki protochnoj chasti." Kompressornoe i energeticheskoe mashinostroenie. No. 3 (13). 2008. 93-97. Print. 3. Rusanov, A. V., et al. "Vlijanie prostranstvennogo profilirovanija napravljajushhih lopatok na gazodinamicheskie harakteristiki CND parovoj turbiny." Dvigateli i energoustanovki aerokosmicheskih letatel'nyh apparatov. No. 7 (74). 2010. 65-70. Print. 4. Rusanov, A. V., et al. "Vlijanie prostogo okruzhnogo navala lopastej rabochego kolesa osevoj gidroturbiny PL20 na gidrodinamicheskie harakteristiki protochnoj chasti." Visnyk NTU "HPI". Ser.: Gidravlichni mashini ta gidroagregati. No. 3 (1012). Kharkiv: NTU "HPI", 2015. 8-12. Print.

5. Rusanov, A.V., et al. "Vlijanie slozhnogo okruzhnogo navala lopastej rabochego kolesa osevoj gidroturbiny na strukturu potoka jenergeticheskie harakteristiki protochnoj chasti." Visnyk NTU "HPI". Ser.: Matematichne modeljuvannja v tehnici ta tehnologijah. No. 18 (1127). Kharkiv: NTU "HPI", 2015. 130–141. Print. 6. Jetinberg, I. Je., and N.V. Belova. "Issledovanie vlijanija komponovki reshetok rabochego kolesa na formu potoka i poteri jenergii." Trudy CKTI. Vol. 79. Leningrad, 1967. 39-50. Print. 7. Rusanov, A. V., and D. Ju. Kos'janov. "Chislennoe modelirovanie techenij vjazkoj neszhimaemoj zhidkosti s ispol'zovaniem nejavnoj kvazimonotonnoj shemy Godunova povyshennoj tochnosti." Vostoch.-Evrop. zhurn. peredovyh tehnologij 5 (2009): 4-7. Print. 8. Rusanov, A. V., and S. V. Ershov. Matematicheskoe modelirovanie nestacionarnyh gazodinamicheskih processov v protochnyh chastjah turbomashin. Kharkov: In-t probl. mashinostroen. NAN Ukrainy, 2008. Print. 9. Rusanov, A. V., et al. "Matematicheskoe modelirovanie techenija zhidkosti i analiz harakteristik potoka v podvode gidroturbiny PL20 Kremenchugskoj GJeS." Visnyk NTU "HPI". Ser.: Energetichni ta teplotehnichni procesi j ustatkuvannja. No. 1 (1044). Kharkiv: NTU "HPI", 2014. 41-48. Print.

Поступила (received) 05.12.2015

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

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

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

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

Косьянов Дмитрий Юрьевич – кандидат технических наук, докторант, ИПМаш НАН Украины, г. Харьков; тел.: (057) 349-47-91; e-mail: kosyanov@ipmach.kharkov.ua.

Kosianov Dmitry Yurievich – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Doctoral Candidate, IPMach NAS of Ukraine, Kharkov; tel.: (057) 349-47-91; e-mail: kosyanov@ipmach.kharkov.ua.

Линник Александр Васильевич – главный конструктор гидротурбин ОАО «Турбоатом», г. Харьков; тел.: (057) 349-20-61; e-mail: office@turboatom.com.ua.

Lynnyk Alexandr Vasilevich – Chief Designer of hydro turbines of OJSC "Turboatom", Kharkov; tel.: (057) 349-20-61; e-mail: office@turboatom.com.ua.

Сухоребрый Петр Николаевич – кандидат технических наук, старший научный сотрудник, ИПМаш НАН Украины, старший научный сотрудник, г. Харьков; тел.: (0572) 94-17-06; e-mail: sukhor@ipmach.kharkov.ua.

Sukhorebryi Petr Nikolayevich – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Senior Research Officer, IPMach NAS of Ukraine, Senior Research Officer, Kharkov; tel.: (0572) 94-17-06; e-mail: sukhor@ipmach.kharkov.ua.

Рябова Светлана Александровна – инженер конструктор гидротурбин ПАО «Турбоатом», г. Харьков; тел.: (057) 349-28-59; e-mail: office@turboatom.com.ua.

Riabova Svetlana Aleksandrovna – Design Engineer of hydro turbines of PJSC "Turboatom", Kharkov; tel.: (057) 349-26-59; e-mail: office@turboatom.com.ua.

А. Л. ШУБЕНКО, В. П. САРАПИН, А. В. СЕНЕЦКИЙ, М. В. САРАПИНА

ЭНЕРГОСБЕРЕЖЕНИЕ НА ГАЗОРАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНОЙ СТАНЦИИ ПРИ СОВМЕСТНОЙ РАБОТЕ ТУРБОДЕТАНДЕРА И ВОЗДУШНОЙ КЛИМАТИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ

Предлагается технологическая схема тепло- и электроснабжения газораспределительной станции (ГРС) на основе совместной работы утилизационной турбодетандерной установки (УТДУ) и воздушной климатической системы (ВКС), что позволяет вырабатывать тепловую и электрическую энергию без сжигания топлива. Проведен анализ количества теплоты, необходимой для подогрева помещений ГРС, и возможности отказа от газовых водогрейных котлов. Выполнены оценки вырабатываемой электроэнергии УТДУ при срабатывании перепада давления газа, а также потребности теплоты с целью подогрева газа после расширения в турбодетандере для недопущения снижения температуры газа ниже 0 °С. Построена модель энергоэффективной установки и проведены расчетные исследования, которые показали целесообразность реализации рассматриваемого подхода к решению задачи энергосбережения.

Ключевые слова: природный газ, газораспределительная станция, тепловая схема, турбодетандер, воздушная климатическая система, коэффициент рециркуляции, энергосбережение.

Введение. В настоящее время потенциальная энергия сжатого природного газа мало используется на узлах редуцирования природного газа [1, 2]. В отдельных случаях, если энергетический потенциал газораспределительной станции (ΓPC) либо газораспределительного пункта (ГРП) составляет более 1 МВт, за счет применения утилизационных установок (УТДУ) турбодетандерных при избыточного срабатывании перепада давления природного газа вырабатывается электрическая энергия [1, 2, 3, 4]. В литературе встречаются и другие названия таких установок: утилизационная детандерэнергетическая установка (УДЕУ), турбодетандер энергетический (ТДЭ), детандер-генераторный агрегат (ДГА) и др.[5, 6].

Особенностью получения электрической энергии с помощью таких установок является существенное снижение температуры газа на выходе за счет его расширения, близкого к изоэнтропийному. Перепад температур на турбодетандере зависит от перепада давления. Так, при степени расширения 4,16, перепад температур составляет 100 °С, а при степени расширения 5,28-120 °С [7]. Природный газ с отрицательной температурой запрещается подавать в газовую магистраль или к потребителю, чтобы не привести к обмерзанию грунта вдоль трубопровода, выходу из строя газового оборудования, а также выпадению гидратов, увеличивающих эрозионный износ трубопроводов. Учитывая это, для получения максимальной елиничной мошности стараются устанавливать УТДУ на ГРС с небольшим перепадом давления и одновременно с большим значением расхода газа.

Полученный холод может использоваться в технологических процессах ГРС, а также для других нужд, например [6, 7, 8, 9]:

– охлаждения газа после сжатия в дожимных компрессорах;

- получения сжиженного природного газа;

– хранения продуктов питания или других веществ и т.д.

В случае невозможности или же нецелесообразности использования холода на ГРС, газ на входе или на выходе с турбодетандера необходимо подогревать. Максимальная температура газа на входе 100–120 °С, поскольку более высокая температура усложняет теплообменное оборудование и ведет к повышенным энергетическим затратам. С целью нагрева может использоваться тепло от разных источников: от тепловой электрической станции, от газотурбинной установки, от водогрейного котла и др.[10].

Однако имеются узлы редуцирования газа удаленные от источников недорогой тепловой энергии, а также потребителей холода, тогда использовать УТДУ обычной конструкции невозможно.

Постановка задачи. На ГРС и ГРП расположены помещения для обслуживающего персонала, операторные с оборудованием, отвечающим за работоспособность редуцирующего узла, и все они нуждаются не только в электроснабжении, но и в обогреве. В основном, для обогрева помещений используются газовые водогрейные котлы, которые сжигают газ для подогрева теплоносителя.

В связи с этим возникает необходимость в разработке нового (рационального) решения для использования потенциала энергии сжатого природного газа с целью покрытия собственных нужд как в электрической, так и в тепловой энергии без использования дополнительных энергоресурсов.

Для решения этих задач необходимо провести анализ количества теплоты необходимого для подогрева помещения, количества вырабатываемой электроэнергии турбодетандерной установкой при срабатывании перепада давления газа, а также количества требуемой теплоты для подогрева газа после расширения в турбодетандере.

эффективности Для оценки предлагаемого решения необходимо выполнить расчетные исследования материально-мощностного баланса схемы, провести расчеты стоимости оборудования, которое предлагается дополнительно установить на ГРС, а также провести расчеты стоимости затрачиваемого количества сжигаемого природного газа в водогрейных котлах, используемых в настоящее время для подогрева помещений.

© А. Л. Шубенко, В. П. Сарапин, А. В. Синецкий, М. В. Сарапина, 2016

Методика проведения расчетных исследований. Исследования выполнены с помощью программного комплекса разработанного в ИПМаш НАН Украины, позволяющего моделировать тепловые схемы учетом термодинамических свойств с многокомпонентных рабочих тел. Для описания углеводородов используется поведения распространенное уравнение состояния. предложенное Робинсоном и Пенгом в 1974 году (Peng-Robinson) [11, 12]. С учетом характеристик низкокипящих рабочих тел проведены расчетные исследования путем моделирования схем

редуцирования природного газа [13, 14]. Структура построения расчетной модели базируется на общих уравнениях тепловых балансов [15].

Способ решения задачи энергосбережения. Для решения поставленной задачи была разработана новая схема (рис. 1), в которой подогрев природного газа на выходе из УТДУ, а также обогрев помещений станции осуществляется за счет воздушной климатической системы, а источником электроэнергии для неё служит УТДУ. В свою очередь УТДУ вырабатывает электроэнергию за счет расширения природного газа.



Рис. 1 – Упрощенная схема УТДУ с ВКС для работы на ГРС:

ГРС – газораспределительная станция; УТДУ – утилизационная турбодетандерная установка; ВКС – воздушная климатическая система; Др – дросселирующее устройство; С – сепаратор; Кр – регулирующий кран; П – подогреватель газа; ТД – турбодетандерный агрегат; ЭГ – электрогенератор; В – воздушный вентилятор; Р – рекуператор; Т – воздушная турбина; ЭД – электродвигатель; К – компрессор; ЛР – линия рециркуляции

Принцип действия. Природный газ из давления магистрали высокого поступает в турбодетандер, в котором расширяется и тем самым механическую вырабатывает энергию, которая преобразуется в электрическую в электрогенераторе. В процессе расширения газа в турбодетандере выпадает конденсат который отделяется в сепараторе, а сухой газ направляется в подогреватель, в котором подогревается до температуры выше 0 °С и затем в магистраль низкого давления. В свою очередь вентилятор воздушной климатической системы подает воздух из атмосферы в рекуператор, в котором он подогревается и затем подается в помещение. Далее воздух из помещения поступает на компрессор, в котором сжимается с повышением температуры, затем в рекуператоре отдает свое тепло атмосферному воздуху и подается в подогреватель для подогрева природного газа после турбодетандера. Из подогревателя воздух направляется в турбину, в которой расширяется до атмосферного давления и выбрасывается в атмосферу; при расширении воздуха турбине вырабатывается механичная энергия, в которая частично компенсирует мощность вырабатываемую электродвигателем для привода компрессора.

Таким образом, при использовании предлагаемой схемы на ГРС решаются поставленные задачи, а именно: подогрев помещений и природного газа за счет использования ВКС, источником электроэнергии для которой служит УТДУ.

Пример решения поставленной задачи. На ГРС Каланчак (Херсонская обл., Украина) для подогрева помещений используются два котла марки Колви КТН 50 СРМ суммарной тепловой мощностью 100 кВт, которые работают 4000 часов в году и потребляют 41 тыс. м³ природного газа.

При анализе параметров газа по ГРС: давления, температуры и расхода было выяснено, что потенциальная энергия газового потока около 100 кВт. Таким образом. этой электрической мощности достаточно было бы для нагрева отапливаемых помещений с помощью электрических котлов, если не нужно было бы подогревать газ в УТДУ из-за большого редуцирования давления с

5,4 МПа (изб) до 0,3 МПа (изб), что приводит к снижению температуры на 100 °С. Для подогрева газа на 100 °С необходима дополнительная тепловая мощность в количестве 120 кВт. Получение необходимого количества тепловой энергии обеспечивается совместной работой турбодетандера и воздушной климатической системы.

Для параметров этой ГРС при температуре наружного воздуха минус 25 °С проведен тепловой расчет предлагаемой схемы. Результаты расчета приведены в табл. 1.

	Наименование Параметри		метры				
Элемент схемы	паименование	на входе	на выходе				
УТДУ							
	Расход газа, кг/с	0,615	0,615				
Турболетациер	Давление газа, МПа (абс)	5,5	0,41				
Гуроодетандер	Температура газа, °С	10	-99,5				
	Вырабатываемая мощность, кВт	Наименование на входе на выходе УТДУ а, кг/с 0,615 0,615 газа, МПа (абс) 5,5 0,41 гра газа, °C 10 -99,5 ваемая мощность, кВт 112 а, кг/с 0,5816 0,5816 газа, МПа (абс) 0,41 0,4 гра газа, °C -99,5 0 духа из помещения, кг/с 1,956 1,956 газа, МПа (абс) 0,195 0,185 ра воздуха из помещения, °C 10,4 -52,3 иосферного воздуха, кг/с 1,956 1,956 атмосферного воздуха, кг/с 1,956 1,956 воздуха из помещения, кг/с 0,105 0,1 ра воздуха из помещения, кг/с 0,1956					
	Расход газа, кг/с	0,5816	0,5816				
	Давление газа, МПа (абс)	0,41	0,4				
	Температура газа, °С	-99,5	0				
Подогреватель	Расход воздуха из помещения, кг/с	1,956	1,956				
	Давление воздуха из помещения, МПа (абс)	0,195	0,185				
	Температура воздуха из помещения, °С	10,4	-52,3				
	Тепловая мощность, кВт	12	0,9				
	ВКС						
	Расход атмосферного воздуха, кг/с	1,956	1,956				
Doumungmon	Давление атмосферного воздуха, МПа (абс)	0,1	0,105				
вентилятор	Температура атмосферного воздуха, °С	-25	-20,2				
	Потребляемая мощность, кВт	9,	12				
	Расход атмосферного воздуха, кг/с	1,956	1,956				
	Давление атмосферного воздуха, МПа (абс)	0,105	0,1				
Рекуператор	Температура атмосферного воздуха, °С	-20,2	73,5				
	Расход воздуха из помещения, кг/с	1,956	1,956				
	Давление воздуха из помещения, МПа (абс)	0,2	0,195				
	Температура воздуха из помещения, °С	103,5	10,4				
	Тепловая мощность, кВт	18	2,1				
	Расход воздуха из помещения, кг/с	0,1956	0,1956				
Voumesson	Давление воздуха из помещения, МПа (абс)	0,1	0,2				
компрессор	Температура воздуха из помещения, °С	22	103,5				
	Потребляемая мощность, кВт	1:	59				
	Расход воздуха из помещения, кг/с	0,1956	0,1956				
Tupfuus	Давление воздуха из помещения, МПа (абс)	0,185	0,1				
Турбина	Температура воздуха из помещения, °С	-52,3	-81,7				
	Вырабатываемая мощность, кВт	55	5,5				
Электродвигатель	Потребляемая мощность, кВт	103,5					
	Расход воздуха, кг/с*	4,347	4,347				
Помешение	Давление воздуха, МПа (абс)	0,1	0,1				
помещение	Температура воздуха, °С	45,2	22				
	Потребление теплоты, кВт	10	0,4				
Примечание: * расход воздуха при коэффициенте рециркуляции 0,45 (45 % свежего воздуха подаваемого с улицы)							

Таблица 1 – Результаты расчета

Для регулирования температуры подаваемого воздуха и кратности циркуляции воздуха в помещении в схему введена линия рециркуляции. Зависимость температуры подаваемого воздуха от коэффициента рециркуляции приведена на рис. 2. Под коэффициентом рециркуляции следует понимать соотношение количества свежего атмосферного воздуха к общему количеству, подаваемому в помещение. Температура подаваемого воздуха в помещение в режиме подогрева должна составлять 30–50 °C [16, 17].

Вісник НТУ «ХПІ». 2016. № 20 (1192)



Рис. 2 – Зависимость температуры подачи от коэффициента рециркуляции: *Т*_П – температура воздуха подаваемого в помещение, *K*_P – коэффициент рециркуляции

При высоких значениях температуры подаваемого воздуха в помещение увеличиваются тепловые потери и возможны человеческие травмы, а при низких температурах – увеличивается время нагрева помещения. Поэтому целесообразно использовать средние значения.

В летнее время воздушную климатическую систему можно перевести на охлаждение помещений или отключить, тогда вырабатываемую электроэнергию установкой УТДУ можно использовать на собственные нужды или выдавать в сеть.

Для оценки экономической целесообразности внедрения предлагаемого оборудования был проведен расчет её окупаемости, при следующих значениях:

– цена на природный газ для предприятий за тыс. м³ составляет 8900 грн. (356 у.е.);

- стоимость предлагаемого оборудования (при серийном производстве) 2,5 млн. грн. (100 тыс. у.е.);

– годовое количество сжигаемого газа в котлах 41 тыс. м³;

- стоимость сжигаемого газа в котлах 364900 грн. (14596 у.е.).

Таким образом, на основании расчета по вышеуказанным значениям получим срок окупаемости 6,85 лет. Если учесть, что в неотопительный период (160 дней) ВКС будет работать в режиме кондиционирования помещений, а излишки электроэнергии, вырабатываемой УТДУ. будут использованы на собственные нужды или выдаваться в сеть, то срок окупаемости снизится до 4-5 лет, в зависимости от площади охлаждаемых помещений.

Выводы.

1. Установка на газораспределительной станции УТДУ совместно с воздушной климатической позволяет эффективно использовать системой энергетический потенциал сжатого природного газа для подогрева помещений станции и для подогрева природного газа после турбодетандера без использования дополнительных энергоресурсов.

2. Подаваемый нагретый воздух в помещение всегда более чем на 50 % является свежим, что является немаловажным фактором для зданий, в которых работают люди.

3. Положительным эффектом является снижение

точки росы природного газа, из-за охлаждения природного газа в турбодетандере и отбора газового конденсата в сепараторе.

4. Срок окупаемости предлагаемого решения в режиме подогрева (165 дней) и в режиме кондиционирования (160 дней) составляет 4–5 лет.

5. К недостаткам предлагаемой схемы с существующей схемой УТДУ относится необходимость установки дополнительного оборудования, а также наличия резервного котельного оборудования.

6. В каждом конкретном случае для других ГРС необходимо проводить аналогичную оценку и выбор параметров элементов схемы, необходимых для эффективной реализации предлагаемого решения.

7. Ключевым доводом в пользу внедрения разработанной схемы на ГРС является обеспечение ресурсосбережения за счет существенной экономии природного газа, а также, что существенно, повышение экологической безопасности ГРС за счет предотвращения выбросов в атмосферный воздух продуктов горения газовых котлов.

Список литературы: 1. Степанец А. А. Энергосберегающие турбодетандерные установки / А. А. Степанец / ред. А. Д. Трухния. -М. : Недра-бизнесцентр, 1999. – 258 с. 2. Воздвиженский М. В. Миллионы киловатт / М. В. Воздвиженский // Изобретательрационализатор. - 1984. - № 1. - С. 8-11. 3. Моисеев С. В. Выбор оптимальных номинальных параметров УТДУ для работы на ГРС С. В. Моисеев, А. В. Бурняшев, В. П. Сарапин // Наукові праці: Техногенна безпека. - Николаев : ЧДУ им. П. Могылы. - 2007. -Т. 77, № 64. – С. 49–52. 4. Стребков А. С. Оценка эффективности производства электрической энергии при использовании силового потенциала топливного газа / А. С. Стребков, С. В. Жавроцкий // Вестник Брянского государственного технического университета. -2013. - № 4 (40). - С. 77-86. 5. Ситников В. В. Новые детандергенераторные установки ГП НКПГ «Зоря»-«Машпроект» как один из путей экономии энергетических ресурсов / В. В. Ситников // Наукові праці: Техногенна безпека. – Николаев : ЧЛУ им. П. Могылы. 2006. _ T. 61, № 48. - C. 236–243. 6. Агабабов В. С. Эффективность использования двухступенчатого подогрева газа перед ДГА на ТЭС / В. С. Агабабов, А. В. Корягин, А. Ю. Архарова // Энергосбережение и водоподготовка. - 2004. -C. 70–72. <u>№</u> 4. 7. Епифанова В. И. Компрессорные И расширительные турбомашины радиального типа В. И. Епифанова. – М. : МВТУ им. Н. И. Баумана, 1998. – 376 с. 8. Язик А. В. Системы и средства охлаждения природного газа / А. В. Язик – М. : Недра, 1986. – 200 с. **9.** Бекиров Т. М. Технология обработки газа и конденсата / Т. М. Бекиров, Г. А. Ланчаков. – М. : Недра, 1999. – 596 с. 10. Степанец А. А. Об эффективности детандер-генераторных агрегатов в тепловой схеме ТЭЦ А. А. Степанец // Энергетик. - 1999. - № 4. - С. 2-4. 11. 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. 12. Pedersen K. S. Phase Behavior of Petroleum Reservoir Fluids / K. S. Pedersen, P. L. Christensen. - New York : Taylor & Francis Group, 2007. - 423 p. 13. Taleshian M. Modeling and Power Quality Improvement of Grid Connected Induction Generators Driven by Turbo-Expanders / M. Taleshian, H. Rastegar, H. Askarian Abyaneh // International Journal of Energy Engineering. - 2012. - № 2 (4). -P. 131-137. 14. Babasola A. System Study and CO₂ Emissions Analysis of a Waste Energy Recovery System for Natural Gas Letdown Station Application / A. Babasola. - Kingston : Queen's University Kingston, - 2010. - 141 р. 15. Лыхвар Н. В. Моделирование теплоэнергетических установок с использованием интерактивной схемной графики / Н. В. Лыхвар, Ю. Н. Говорущенко, В. А. Яковлев машиностроения. – 2003. – № 1. – // Пробл. C 30-41 16. Стефанов Е. В. Вентиляция и кондиционирование воздуха / Е. В. Стефанов. - СПб. : АВОК Северо-Запад, 2005. - 400 с. 17. Нимич Г. В. Современные системы вентиляции кондиционирования воздуха / Г. В. Нимич. В. А. Михайлов. Е. С. Бондарь. - Киев : Буд. Аванпост-Прим, 2003. - 626 с.

References: 1. Stepanec, A. A. Energosberegajuschie turbodetandernye, 1999. kilovatt." ustanovki Nedra-bisnesscentr. Moscow: Print. 2. Vozdvizhenskiy, M. V. "Millionyi Izobretatelj-1984. racionalizator. No. 1. 8-11. Print. 3. Moiseev, S. V., A. V. Burnyashev and V. P. Sarapin. "Vybor optimalnyih nominalnyih parametrov UTDU dlya rabotyi na GRS." Naukovi pratsi: Tehnogenna bezpeka. Vol. 77. No. 64. Nikolaev: ChDU im. P. Mogyilyi, 2007. 49-52. Print. 4. Strebkov, A. S., and S. V. Zhavrotskiy. "Otsenka effektivnosti proizvodstva elektricheskoy energii pri ispolzovanii potentsiala toplivnogo gaza." Vestnik Bryanskogo silovogo gosudarstvennogo tehnicheskogo universiteta. No. 4 (40). 2013. 77-86. Print. 5. Sitnikov, V. V. "Novyie detander-generatornyie ustanovki GP

"Zorya"-"Mashproekt" NKPG kak odin iz putey ekonomii energeticheskih resursov." Naukovi pratsi: Tehnogenna bezpeka. Vol. 61. No. 48. Nikolaev: ChDU im. P. Mogyilyi, 2006. 236-243. Print. 6. Agababov, V. S., A. V. Koryagin and A. Yu. Arharova. "Effektivnost ispolzovaniya dvuhstupenchatogo podogreva gaza pered DGA na TES." Energosberezhenie i vodopodgotovka. No. 4. 2004. 70-72. Print. 7. Epifanova, V. I. Kompressornyie i rasshiritelnyie turbomashinyi radialnogo tipa. Moscow: MVTU im. N. I. Baumana, 1998. Print. 8. Yazik, A. V. Sistemyi i sredstva ohlazhdeniya prirodnogo gaza. Moscow: Nedra, 1986. Print. 9. Bekirov, T. M. Tehnologiva obrabotki gaza i kondensata. Moscow: Nedra, 1999. Print. 10. Stepanets, A. A. 'Ob effektivnosti detander-generatornyih agregatov v teplovoy sheme TETs." Energetik. No. 4. 1999. 2-4. Print. 11. Peng, D. Y., and D. B. Robinson. "A new two-constant equation of state." Industrial & Engineering Chemistry Fundamentals. No. 15. 1976. 59-64. Print. 12. Pedersen, K. S., and P. L. Christensen. Phase Behavior of Petroleum Reservoir Fluids. New York: Taylor & Francis Group, 2007. Print. 13. Taleshian, M., H. Rastegar and H. Askarian Abyaneh. "Modeling and Power Quality Improvement of Grid Connected Induction Generators Driven by Turbo-Expanders." International Journal of Energy Engineering 2.4 (2012): 131–137. Print. 14. Babasola, A. System Study and CO₂ Emissions Analysis of a Waste Energy Recovery System for Natural Gas Letdown Station Application. Kingston: Queen's University Kingston, 2010. Print. 15. Lyihvar, N. V., Yu. N. Govoruschenko and V. A. Yakovlev. "Modelirovanie teploenergeticheskih ustanovok s ispolzovaniem interaktivnoy shemnoy." Probl. Mashinostroeniya. No. 1. 2003. 30-41. Print. 16. Stefanov, E. V. Ventilyatsiya i konditsionirovanie St. Petersburg: AVOK North-West. 2005 vozduha. Print. 17. Nimich, G. V., V. A. Mihaylov and E. S. Bondar. Sovremennyie sistemyi ventilyatsii i konditsionirovaniya vozduha. Kiev: Bud. Avanpost-Prym, 2003. Print.

Поступила (received) 28.12.2015

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.

Aleksandr Shubenko – 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.

Сарапин Владимир Павлович – главный конструктор отдела оптимизации процессов и конструкции турбомашин, Институт проблем машиностроения им. А. М. Подгорного НАН Украины, г. Харьков; тел.: (057) 349-47-42, e-mail: sarapin_v@mail.ru.

Sarapin Volodymyr – Chief Designer 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: sarapin_v@mail.ru.

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. ORCID 0000-0001-8146-2562.

Senetskyi Oleksandr – 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.

Сарапина Марина Владимировна – кандидат технических наук, Национальный университет гражданской защиты Украины, доцент кафедры охраны труда и техногенно-экологической безопасности, г. Харков; тел.: (066) 712-30-07, e-mail: sarapina_mv@mail.ru.

Sarapina Maryna – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), National University of Civil Protection of Ukraine, Associate Professor at the Department of occupational, technogenic and environmental safety, Kharkov; tel.: (066) 712-30-07, e-mail: sarapina_mv@mail.ru.

УДК 621.646.4

Г. Й. ЗАЙОНЧКОВСЬКИЙ, Є. І. БАРИЛЮК, Ю. М. РИКУНІЧ, Я. Б. ФЕДОРИЧКО

ВИЗНАЧЕННЯ РЕСУРСУ СТРИЖНЕВИХ ЕЛЕМЕНТІВ МАЛОГАБАРИТНИХ ПНЕВМАТИЧНИХ КЛАПАНІВ З ДВОПОЗИЦІЙНИМ ПОЛЯРИЗОВАНИМ ЕЛЕКТРОМАГНІТНИМ ПРИВОДОМ

Наведено результати ресурсних випробувань малогабаритних пневматичних клапанів з двопозиційним поляризованим електромагнітним приводом, аналіз яких показує, що критичним елементів клапанів цього типу, що визначає ресурс виробу, є стрижневий елемент (шток) рухомої частини клапана, руйнування якого під дією динамічних навантажень призводить до повної відмови клапана. Дається порівняльний аналіз різних методів визначення ресурсних можливостей стрижневих елементів рухомої частини клапана, що працюють в умовах динамічних циклічних циклічних експлуатаційних навантажень. Зроблено висновок щодо перспективності використання енергетичних критеріїв для оцінки ресурсу стрижневих елементів клапанів даного типу. Даються рекомендації щодо зменшення рівня динамічних навантажень і підвищення ресурсу стрижневих елементів клапанів з двопозиційним поляризованим електромагнітним приводом.

Ключові слова: пневматичний клапан, електромагнітний привод, стрижневий елемент, динамічні навантаження, руйнування, ресурс.

Вступ. Малогабаритні пневматичні клапани з електромагнітним приводом, далі електромагнітні клапани (ЕМК), являють собою технічні пристрої, що призначені для керування потоком робочого середовища в різних системах космічних літальних апаратів (КЛА). Серед ЕМК, що застосовуються в КЛА, можна виділити групу клапанів з двопозиційним поляризованим електромагнітним приводом [1]. Ці клапани споживають мінімальну кількість електричної енергії, яка використовується тільки на переміщення рухомої системи ЕМК в момент відкриття чи закриття клапана, а утримання запірного органа у відкритому або закритому положенні забезпечується за рахунок магнітного потоку постійного магніту, вбудованого в конструкцію привода. Іншою перевагою клапанів цього типу є їх підвищена швидкодія (час відкриття чи закриття клапана знаходиться в межах 8-50 мс). Така швидкодія забезпечується за рахунок високої швидкості переміщення рухомої частини клапана, що, у свою чергу, призводить до виникнення періодичних ударних експлуатаційних навантажень на елементи клапана і обумовлює їх деформацію, знос та руйнування під час виробітку ресурсу.

Характерними відмовами ЕМК таких в експлуатації є руйнування стрижневих елементів (штоків), за допомогою яких реалізується кінематичний зв'язок електромагнітного приводу з виконавчим елементом клапана. Тому важливою задачею розробника на етапі проектування являється прогнозування ресурсних можливостей виробу, що проектується, та визначення його ресурсу, в процесі відпрацювання якого із заданою ймовірністю не виникали би відмови клапана унаслідок руйнування його конструктивних елементів.

літературних джерел. Аналіз Необхідно зазначити, що в наш час визначення та обґрунтування ресурсу пневматичних ЕМК у більшості випадків проводиться на підставі результатів стендових ресурсних випробувань. Такий спосіб визначення ресурсу клапанів є вельми затратним і довготривалим, а у зв'язку з наявною вимогою щодо суттєвого збільшення pecypcy ЕМК практично безперспективним. Вирішення цієї проблеми вимагає науково-обґрунтованих розробки методик прогнозування можливих змін технічного стану ЕМК під дією експлуатаційних навантажень із застосування різних методів статистичного аналізу.

Узагальнення досвіду розробки та експлуатації малогабаритних ЕМК дозволяє зробити висновок про процесу багаторазового те. шо ударного контактування елементів клапана під час його спрацьовування відводиться провідна роль v формуванні експлуатаційних змін технічного стану ЕМК [2, 3]. Слід також відмітити, що в технічній літературі по проектуванню малогабаритних ЕМК авіакосмічної техніки [1-5] ці питання ще не знайшли лостатньо повного висвітлення. В роботі [2] відмічається лиш те, що елементи рухомої частини ЕМК ударно контактують з нерухомими елементами конструкції клапанів. Наводяться можливі значення коефіцієнта динамічності k₁, з використанням якого оцінюються ударні навантаження на елементи ЕМК. Проте наслідки ударного контактування елементів клапана під час його спрацьовування та відповідні механізми зміни їх технічного стану в цих роботах авторами не розглядаються.

Заслуговує на увагу результати досліджень ряду авторів [6, 7], направлених на прогнозування змін технічного стану та обґрунтування вибору запасів працездатності малогабаритних ЕМК авіакосмічної техніки, що забезпечують виконання діючих вимог нормативних документів до експлуатаційної надійності ЕМК.

В наш час ці питання залишаються актуальними, так як їх вирішення дає можливість прогнозувати зміни технічного стану ЕМК та їх ресурс, а також на стадії проектування розробляти ефективні заходи щодо удосконалення конструкції клапанів.

Мета і задачі досліджень. На підставі розробки та експлуатації узагальнення досвіду ЕМК малогабаритних систем обладнання авіакосмічної техніки та аналізу літературних джерел з питань забезпечення експлуатаційної надійності на визначення ресурсу пневматичних клапанів 3 поляризованим електромагнітним двопозиційним приводом були сформульовані мета та залачі досліджень.

Метою досліджень визначено прогнозування ресурсу стрижневих елементів (штоків) рухомої

Гідравлічні машини та гідроагрегати

частини малогабаритних пневматичних ЕМК, руйнування яких під час експлуатації обмежує ресурс усього виробу.

Основними задачами проведених досліджень були:

 на підставі результатів спеціальних ресурсних випробувань провести аналіз зміни технічного стану малогабаритних пневматичних ЕМК з двопозиційним поляризованим електромагнітним приводом під час виробітку ресурсу;

 визначити критичні елементи клапанів цього типу, що лімітують ресурс виробу;

 – розробити рекомендації щодо прогнозування ресурсу стрижневих елементів ЕМК цього типу.

Результати ресурсних випробувань ЕМК з двопозиційним поляризованим електромагнітним приводом. Для визначення основних деградаційних процесів, що відбуваються в елементах і вузлах ЕМК з двопозиційним поляризованим електромагнітним приводом, були проведені ресурсні випробування зразків штатних клапанів типу УФ 90070-006 розробки ПАТ «Київське центральне конструкторське бюро арматуробудування» на спеціальному стенді до повного вичерпання своїх ресурсних можливостей. Конструктивну схему клапана наведено на рис. 1.



Рис. 1 – Конструктивна схема пневматичного клапана з двопозиційним поляризованим електромагнітним приводом: *1* – головка штока; *2* – корпус електромагніта (верхній стоп); *3* – шийка штока; *4* – буферна пружина; *5* – повзун (якір); *6* – нижній стоп; *7* – сідло; *8* – золотник; *9* – стопорна шайба; *10* – розподільна трубка; *11* – обмотка закриття; *12* – обмотка відкриття; *13* – постійний магніт

В процесі випробувань періодично, через кожні 20 тис. циклів спрацьовування, що складали один блок-цикл, контролювалися основні функціональні параметри клапана (напруга $U_{\text{відкр}}$ і час $t_{\text{відкр}}$ відкриття клапана, напруга $U_{_{3 \mathrm{akp}}}$ і час $t_{_{3 \mathrm{akp}}}$ його закриття), проводився мікрообмір деталей клапана і визначався хід золотника x_{зол}. Були зроблені фотографії деталей клапанів після відмови, проведені а також металографічні та фрактографічні дослідження

поверхонь контактів та місць руйнувань механічних елементів клапана.

Аналіз проведених ресурсних випробувань показав, що при спрацьовуванні ЕМК з двопозиційним електромагнітним приводом мають місце наступні зміни технічного стану деталей і вузлів клапана під дією експлуатаційних навантажень.

При відкритті клапана (переміщенні рухомої його частини від сідла) має місце:

 ударне циклічне контактування повзуна 5 і шайби 9, що призводить до викришування внаслідок утоми торцевих поверхонь контакту (рис. 2) і зміни відносного положення деталей 5 і 9;

– циклічне прикладення розподіленого імпульсного зусилля, нормального до площини контакту шайби і головки штока, що призводить до зміни форми деталей 9 і 3 внаслідок накопичення однобічних пластичних деформацій, зміни взаємного положення деталей та накопичення мікропошкоджень у матеріалі шийки штока 3;

 ударне циклічне контактування повзуна 5 і верхнього стопа 2, що призводить до деградації макрорельєфу поверхонь контакту деталей 5 і 2 (рис. 4).



Рис. 2 – Пошкодження верхньої торцевої поверхні повзуна (якоря)



Рис. 3 – Вузол кріплення штока і повзуна після виробітку ресурсу клапана

При закритті клапана (переміщенні рухомої його частини до сідла) відбувається:

 ударне циклічне контактування золотника 8 і сідла 7, що призводить до деградації макрорельєфу поверхонь ущільнення на золотнику (рис. 4);

 ударне циклічне контактування повзуна 5 і нижнього стопа 6, що призводить до деградації торцевих поверхонь контакту деталей 5 і 6.



Рис. 4 – Канавка на поверхні гумового ущільнення, що утворилася під впливом експлуатаційних навантажень

Деформація деталей рухомої частини ЕМК призводить до суттєвої зміни положення повзуна 5 відносно шайби 9 і штока 3 внаслідок виробки кільцевої канавки на торцевій поверхні повзуна (c'') та пластичної деформації деталей 3 і 9 на величину c' (рис. 5), що призводить до зменшення ходу золотника на величину:

$$\Delta x_{_{30\Pi}} = c = c' + c'' ,$$

а також збільшується довжина камери під буферну пружину 4, що призводить до зменшення установчого і робочого зусилля пружини.



Рис. 5 – Зміна взаємного положення стопорної шайби, голівки штока і повзуна внаслідок їх деформацій під впливом експлуатаційних навантажень: *I* – голівка штока; *2* – стопорна шайба; *3* – повзун

Крім того, в процесі зворотно-поступального руху рухомої частини клапана має місце процес зносу циліндричних поверхонь повзуна 5 і розподільної трубки 10. Внаслідок цього відбувається поступова деградація мікрорельєфу поверхонь тертя і збільшення сил тертя.

Накопичення мікродеформацій у матеріалі штока призводить після певної кількості спрацьовувань клапана до руйнування шийки штока (рис. 6) і повної відмови ЕМК.

Виявлені зміни технічного стану деталей і вузлів ЕМК в процесі відпрацювання ресурсу призводять до відповідних змін вихідних параметрів клапанів.



Рис. 6 – Руйнування шийки штока від утоми (матеріал – сталь 08Х18Н10)

Встановлено, що для клапанів даного типу в процесі виробітку ресурсу має місце певне зменшення напруги $U_{\rm вілкр}$ і часу $t_{\rm вілкр}$ відкриття клапану, певне збільшення напруги $U_{\rm закр}$ і часу $t_{\rm закр}$ закриття і суттєве зменшення ходу $x_{\rm зол}$ золотника клапана (рис. 7) за рахунок зміни положення повзуна відносно шайби і штока унаслідок виробітку кільцевої канавки на торцевій поверхні повзуна та пластичної деформації деталей клапана (в першу чергу шийки штока). При зменшенні величини $x_{\rm зол}$ до критичної (0,1 мм) має місце відмова клапана внаслідок його не відкриття.





Гістограму емпіричного розподілу числа відмов клапана унаслідок руйнування шийки штока від числа блок-циклів напрацювання наведено на рис. 8.

Таким чином проведені ресурсні випробування підтвердили результати аналізу досвіду експлуатації малогабаритних пневматичних ЕМК з двопозиційним поляризованим електромагнітним приводом про те, що критичним елементом клапанів цього типу є стрижневий елемент (шток), руйнування якого під дією ударних циклічних експлуатаційних навантажень визначає ресурс усього виробу. За даними стендових ресурсних випробувань утомна довговічність штоків ЕМК зі сталі 08Х18Н10Т лежить в межах 1.10⁴ ... 1,5.10⁵ циклів спрацьовування клапана.



Рис. 8 – Гістограма емпіричного розподілу числа відмов клапана унаслідок руйнування шийки штока від числа блок-циклів напрацювання

Визначення утомної міцності та ресурсу стрижневих елементів ЕМК. Для розробки рекомендацій щодо визначення утомної міцності та ресурсу стрижневих елементів (штоків) ЕКМ з двопозиційним поляризованим електромагнітним приводом був проведений порівняльний аналіз існуючих методів вирішення цієї задачі:

 – оцінка утомної міцності та ресурсу стрижневих елементів клапана з використанням коефіцієнта динамічності k_n;

 прогнозування утомної міцності та ресурсу стрижневих елементів клапана на підставі використання теорії накопичення мікропошкоджень в конструкційному матеріалі штока клапана під дією циклічних ударних навантажень;

 – оцінка ресурсу стрижневих елементів клапана з використанням енергетичних критеріїв.

Оцінка утомної міцності та pecypcy стрижневих елементів клапана з використанням коефіцієнта динамічності k_п. Загально визнаним шляхом забезпечення утомної міцності силових елементів технічних виробів, що піддаються експлуатаційним динамічним навантаженням, є визначення запасів утомної міцності конструктивного елемента виробу з використанням коефіцієнта динамічності k_л [8].

Специфікою проектування малогабаритних ЕМК для систем обладнання авіакосмічної техніки є необхідність поєднання мінімальної маси виробу з вимогою забезпечення високого рівня експлуатаційної надійності. Необхідність забезпечення мінімальної маси ЕМК тягне за собою мінімізацію коефіцієнтів запасу міцності їх силових елементів та певні обмеження їх довговічності. За таких умов амплітуду місцевих експлуатаційних напружень в найбільш навантаженій зоні конструктивного елемента клапана $\sigma_{екс}$ вибирають за умови [9]:

$$\sigma_{\rm p}(n_{\rm s}) > \sigma_{\rm ecc} > \sigma_{\rm -1}, \qquad (1)$$

де $\sigma_p(n_3)$ – руйнівна амплітуда місцевих напружень для заданої за Технічним завданням (ТЗ) кількості циклів спрацьовувань клапана в експлуатації n_3 ; σ_{-1} – границя витривалості конструктивного матеріалу при симетричному циклі навантаження (розтягнення – стиск).

Коефіцієнт запасу утомної міцності $\eta_{\sigma}(n_3)$ для заданої за ТЗ кількості циклів спрацьовування клапана n_3 визначиться як [8]

$$\eta_{\sigma}(n_{3}) = \frac{\sigma_{p}(n_{3})}{\sigma_{exc}}, \qquad (2)$$

а умова не руйнування деталі клапана після *n*₃ циклів спрацьовування в експлуатації буде визначатися нерівністю

$$\eta_{\sigma}(n_{3}) > 1. \tag{3}$$

Оскільки σ_{exc} у виразі (2) являє собою динамічне напруження, то його можливо представити у вигляді

$$\sigma_{\rm ecc} = \sigma_{\rm cr} \cdot k_{\rm \kappa} \cdot k_{\rm g} \,, \tag{4}$$

де $\sigma_{\rm er}$ – статичне напруження у вибраному перерізі деталі клапана; $k_{\rm k}$ – коефіцієнт концентрації напружень; $k_{\rm a}$ – коефіцієнт динамічності.

З урахуванням (4) коефіцієнт запасу утомної міцності $\eta_{\sigma}(n_{3})$ для заданої кількості циклів спрацьовування клапана n_{3} визначиться як:

$$\eta_{\sigma}(n_{3}) = \frac{\sigma_{p}(n_{3})}{\sigma_{cr} \cdot k_{\kappa} \cdot k_{\pi}}.$$
(5)

Величина статичного напруження σ_{cr} може бути визначена за результатами проектного розрахунку клапана.

Таким чином за даним підходом задача визначення запасу утомної міцності деталі клапана, що працює в умовах експлуатаційних динамічних навантажень, в значній мірі залежить від коректно обгрунтованого вибору коефіцієнта динамічності k_n.

В роботі [10] відмічається, що за умови ударної взаємодії деталей гідро- та пневмоагрегатів значення коефіцієнта k_л може знаходитися в широкому діапазоні, а його максимальне значення може досягати 70. Зазвичай для кожної конструкції клапана і конкретних умов експлуатаційних навантажень коефіцієнт динамічності k_{π} визначається експериментальним шляхом, що суттєво ускладнює задачу вибору запасів утомної міцності «критичних» деталей ЕМК на етапі його проектування.

Оскільки визначення величини динамічних напружень σ_{exc} безпосереднім шляхом вимагає спеціального обладнання і на етапі проектування ЕМК може бути визначено тільки приблизно, в ПАТ «Київське центральне конструкторське бюро арматуробудування» була розроблена спеціальна методика експериментальної оцінки величини k_{a} для визначення динамічних напружень n_{σ} за результатами стендових випробувань клапанів – аналогів [9]. Досвід застосування в ПАТ «Київське центральне конструкторське бюро арматуробудування» прийнятої методики визначення запасів утомної міцності стрижневих елементів ЕМК вказує на її істотні недоліки:

— необхідність мати певну кількість виробів — аналогів для визначення значення k_n ;

– недостатня точність визначення значень $k_{_{\rm T}}$ і

 η_{σ} для проектованого клапана унаслідок прийнятих припущень і приблизного визначення коефіцієнта варіації напружень, що можуть виникати в стрижневому елементі проектованого клапана під дією експлуатаційних динамічних навантажень $v_{\rm g}$.

Прогнозування утомної міцності та ресурсу клапана на підставі стрижневих елементів використання теорії накопичення мікропошкоджень в конструкційному матеріалі штока клапана під дією циклічних ударних навантажень. В основу цієї методики покладено математичну модель експлуатаційних змін технічного стану ЕМК з використанням стохастичної теорії накопичення пошкоджуваностей в елементах і вузлах клапана в процесі відпрацювання ресурсу, детально описану в роботі [7]. Для їх розробки була використана основана на центральній граничної теоремі ймовірнісна модель підсумовування пошкоджень, описана в роботах А. М. Ветрова і О. Г. Кучера [13].

З фізичної точки зору процес пошкоджуваності в матеріалі деталей клапана пов'язаний з накопиченням невідновних однобічних пластичних деформацій, розвитком процесів утомленості, зносу, наклепу та іншими необоротними змінами структури матеріалу. На розвиток цих процесів пошкоджуваності, в свою чергу, впливають зовнішні випадкові фактори – коливання умов роботи та змінність параметрів навантаження деталей в процесі експлуатації. При кожному впливі навантаження (випадковому чи регулярному) відбувається елементарний акт накопичення в матеріалі невідновних деформацій (прирощення пошкоджуваності), величина і характер випадковою функцією якого e механічних характеристик матеріалу, величин напружень, числа циклів та інших факторів. Процес накопичення пошкоджень у цьому випадку розглядається як результат статистичного підсумовування великого числа рівномірно малих мікрострибків елементарних незалежних пошкоджуваностей. Тоді за *п* циклів величина накопиченої пошкоджуваності $B_{..}^{\Sigma}$

визначиться сумою $B_n^{\Sigma} = \sum_{i=1}^n B_i$, де B_i – величина пошкоджуваності в *i*-му елементарному циклі. За деякий період часу, коли *n* досить велике, за центральною граничною теоремою і зробленими припущеннями про характер навантажень, накопичена пошкоджуваність B_n^{Σ} збігається до нормального розподілу. Такий процес накопичення пошкоджуваностей можна розглядати як випадковий процес з незалежними прирощеннями, побудований за типом марковської послідовності.

В якості процесу накопичення пошкоджуваностей можна розглядати і непрямі параметри, що достатньо добре відтворюють характер зміни основних фізичних процесів пошкоджуваності матеріалу деталей, такі як, наприклад, хід золотника *х*_{зол} ЕМК 3 двопозиційним поляризованим електромагнітним приводом, зміну якого з наробітком наведено на рис. 7. У цьому випадку характеристики випадкового процесу накопичення пошкоджуваностей можуть бути визначені, досліджені і прогнозовані статистичними методами.

Досліджуються два випадкових процеси (послідовності): вихідний породжуючий процес пошкоджуваності клапана $B'(t_1), B'(t_2), ..., B'(t_n)$ і породжений ним процес накопиченої пошкоджуваності $B(t_1) = B'(t_1), B(t_2) = B'(t_1) + B'(t_2),$

..., $B^{\Sigma}(t_n) = \sum_{i=1}^{n} \Pi'(t_i)$. Перший процес при деяких

припущеннях розглядається як однорідний випадковий стаціонарний процес, а другий – як випадковий нестаціонарний процес.

Оцінку накопиченої пошкоджуваності деталей умовах випробувань чи реальної клапану в експлуатації рекомендовано також проводити за аналогічною схемою і у випадку, коли за елементарну прийняти феноменологічну пошкоджуваність пошкоджуваність (відносну довговічність, відносну деформацію тощо) за один елементарний цикл навантаження деталі. Застосування деформаційних критеріїв втомленого руйнування лозволяє використовувати гіпотезу підсумовування пошкоджуваностей від утомленості, в тому числі лінійну гіпотезу підсумовування пошкоджуваностей.

Приймаючи припущення, що закон розподілу пошкоджуваностей близький накопичених ло нормального, було розроблено імовірнісні моделі підсумовування як незалежних, так і залежних випадкових пошкоджуваностей в елементах і вузлах клапана. З використанням цих моделей отримано математичні залежності визначення лля математичного очікування m_n і дисперсії S_n^2 накопиченої пошкоджуваності в елементах і вузлах клапана, а також щільності $f_{B_{n}^{\Sigma}}(B_{n}^{\Sigma})$ і функції розподілу $F_{B^{\Sigma}}(B^{\Sigma}_{n})$ накопиченої пошкоджуваності для різних можливих значень коефіцієнта кореляції r:

ĸ

$$n_n = \sum_{i=1}^n m_i = nm; \qquad (6)$$

$$S_n^2 = S_n^2 (1 + (n-1)r);$$
 (7)

$$f_{B_n^{\Sigma}}\left(B_n^{\Sigma}\right) = \frac{1}{\sqrt{2\pi S^2 n(1+(n-1)r)}} \times \left(B_n^{\Sigma} - nm\right)^2\right)$$
(8)

$$\exp\left(-\frac{(B_n - nm)}{2S^2n(1+(n-1)r)}\right);$$

$$F_{B_n^{\Sigma}}\left(B_n^{\Sigma}\right) = \Phi\left(\frac{B_n^{\Sigma} - nm}{S\sqrt{n(1 + (n-1)r)}}\right).$$
(9)

Крім імовірнісних характеристик пошкоджуваності можна визначити і імовірнісні характеристики надійності деталі (конструктивного елемента) клапана, зокрема, імовірнісні характеристики числа циклів до граничного стану (руйнування) деталі. Для необоротних процесів умову руйнування можна записати у вигляді $B_n^{\Sigma} > B_0^{\Sigma}$, де B_0^{Σ} – граничний (критичний) рівень пошкоджуваності деталі. Тоді, на заданому граничному ступені пошкоджуваності B_0^{Σ} , імовірність числа циклів до руйнування деталі клапана буде дорівнювати ймовірності перевищення $B_{..}^{\Sigma}$ накопиченою пошкоджуваністю гранично припустимого рівня B_0^{Σ} :

$$F_{n}(n) = P_{\text{руйн}} = P(N < n) = P\left(B_{n}^{\Sigma} > B_{0}^{\Sigma}\right) =$$

=
$$\int_{B_{0}^{\Sigma}}^{\infty} f_{B_{n}^{\Sigma}}\left(B_{n}^{\Sigma}\right) dB_{n}^{\Sigma} = 1 - \Phi\left(\frac{B_{0}^{\Sigma} - nm}{\sqrt{nS}}\right).$$
(10)

Аналогічно визначається й імовірність неруйнування деталі клапана:

$$P_{\substack{\text{неруйн}\\B_0^{\Sigma}}} = P(N > n) = P(B_n^{\Sigma} < B_0^{\Sigma}) =$$

$$= \int f_{B_n^{\Sigma}}(B_n^{\Sigma}) dB_n^{\Sigma} = 1 - P_{\text{руйн}}.$$
(11)

к

T

Г (

Шільність розподілу чисел циклів до руйнування деталі клапана знаходиться диференціюванням виразу (10):

$$f_{n}(n) = \frac{dF_{n}(n)}{dn} = \frac{1}{\sqrt{2\pi nS^{2}}} \frac{B_{0}^{\Sigma} + nm}{2n} \exp\left(-\frac{\left(B_{0}^{\Sigma} - nm\right)^{2}}{2nS^{2}}\right).$$
(12)

Вирази для математичного очікування, дисперсії і коефіцієнта варіації чисел циклів до досягнення критичного стану (руйнування) деталі клапана мають вигляд:

$$m_{\rm kp} = \int_{0}^{\infty} nf_n(n)dn = \frac{B_0^{\Sigma}}{m} + \frac{S^2}{2m^2};$$

$$S_{\rm kp}^2 = \frac{B_0^{\Sigma}S^2}{m^3} + \frac{5}{4}\frac{S^4}{m^4};$$
(13)
$$v_{\rm kp} = \frac{S_{\rm kp}}{m_{\rm kp}} = \frac{S}{\sqrt{m}}\frac{\sqrt{B_0^{\Sigma} + \frac{5}{4}\frac{S^2}{m}}}{B_0^{\Sigma} + \frac{S^2}{2m}}.$$

Якщо відомі функції і щільності розподілу чисел циклів до руйнування критичної деталі клапана (14), (16), то можна також визначити інтенсивність відмов ЕМК унаслідок втомного руйнування за формулою

$$\lambda_n(n) = \frac{f_n(n)}{1 - F_n(n)} =$$

$$= \frac{\frac{1}{\sqrt{2\pi n S^2}} \frac{B_0^{\Sigma} + nm}{2n} \exp\left(-\frac{\left(B_0^{\Sigma} - nm\right)^2}{2n S^2}\right)}{\Phi\left(\frac{B_0^{\Sigma} - nm}{\sqrt{n S}}\right)} .$$
(14)

На підставі запропонованих моделей накопичення пошкоджуваностей в елементах ЕМК розроблено методику визначення ресурсних можливостей проектованого клапана на прикладі ЕМК 3 двопозиційним поляризованим електромагнітним приводом.

Отримані залежності (6)-(14) дозволяють з необхідною ймовірністю визначити ресурсні можливості клапана на етапі проектування 38 результатами ресурсних випробувань дослідних зразків ЕМК або досвіду експлуатації клапанів-аналогів.

Оцінка ресурсу стрижневих елементів клапана з використанням енергетичних критеріїв.

На підставі аналізу результатів проведених спеціальних ресурсних випробувань виявлено [14], що процес накопичення пошкоджень від утоми в елементах ЕМК з двопозиційним стрижневих поляризованим електромагнітним приводом, які зазнають значних динамічних циклічних навантажень, безпосередньо пов'язаний з величиною питомої кінетичної енергії переміщення рухомої системи

приводу
$$E_{\kappa}^{PC} = \frac{mV_{cep}^2 k_v}{2} / S_{min}$$
, де m – маса рухомої системи приводу; V_{cep} – середня швидкість переміщення рухомої системи клапана під час його відкриття; k_v – коефіцієнт швидкості, що враховує відмінність швидкості переміщення стрижневого елемента (штока) клапана в момент удару в стопорну шайбу від середньої швидкості переміщення стрижневого елемента площа поперечного перерізу стрижневого елементу (шийки штока 3 на рис. 1).

Залежність напрацювання клапана до відмови $(T_0)_{\min} = f(E_{\kappa}^{PC})$, що отримана з використанням результатів випробувань виробів-аналогів, характеризує гранично допустимий рівень питомої кінетичної енергії переміщення рухомої системи електромагнітного приводу клапана, перевищення якого може призвести до руйнування шийки штока від утомленості.

Умову працездатності ЕМК, що проектується, через питому кінетичну енергію рухомої системи приводу можна представити у вигляді:

$$E_{\kappa}^{\rm PC}(1-K_{\rm pos})n < E_{\kappa_{\rm sp}}^{\Sigma}, \qquad (15)$$

де E_{κ}^{PC} – питома кінетична енергія рухомої системи електромагнітного приводу клапана; К_{роз} – коефіцієнт розсіювання, який залежить від кінематичної схеми рухомої частини ЕМП клапана і наявності в ньому спеціального демпфувального елемента; n-число циклів спрацьовування; $E_{\kappa_{\rm sp}}^{\Sigma}$ – критичний рівень сумарної питомої кінетичної енергії рухомої частини клапана, який переходить у потенціальну енергію деформації конструктивного матеріалу штока і призводить до руйнування його шийки.

Визначався запас міцності стрижневих елементів (штоків) ЕМК за критерієм питомої енергії рухомої системи ЕМП клапана η_Е як співвідношення

Вісник НТУ «ХПІ». 2016. № 20 (1192)

$$\eta_E = \frac{\left[E_{\kappa}^{\rm PC}\right]_{n_{\rm p}}}{\left(E_{\kappa}^{\rm PC}\right)_0}, \qquad (16)$$

де $\left[E_{\kappa_{\rm rep}}^{\rm PC}\right]_{n_{\rm p}}$ – критичний рівень питомої кінетичної енергії рухомої системи ЕМП клапана, що відповідає кількості циклів його спрацьовування $n_{\rm p}$ до руйнування стрижневого елементу; $\left(E_{\kappa}^{\rm PC}\right)_{0}$ – питома кінетична енергія рухомої частини ЕМП нового клапана після його виготовлення.

Отримано наступну аналітичну залежність для визначення запасів міцності штоків ЕМК [15]:

$$\eta_E = k_{\chi} (1, 414 [u]^{T3} \cdot v_{E_{\kappa 0}} + 1) , \qquad (17)$$

де k_{χ} – поправковий коефіцієнт, що враховує відмінність закону розподілу величини $\left(E_{\kappa}^{\rm PC}\right)_{n_{\rm p}}$ від нормального; [u] – квантиль нормального розподілу; $v_{E_{\kappa 0}}$ – коефіцієнт варіації параметра $\left(E_{\kappa}^{\rm PC}\right)_{0}$ в початковому перетині процесу.

Для визначення рівня питомої кінетичної енергії переміщення рухомої системи нового ЕМК, за яким забезпечується потрібна імовірність неруйнування штока клапана під час виробітку ресурсу, рекомендується використовувати залежність:

$$\left(E_{\kappa}^{\mathrm{PC}}\right)_{0} = \frac{\left[E_{\kappa}^{\mathrm{PC}}\right]_{n_{p}}}{k_{\chi}\left(1,414\left[u\right]^{\mathrm{T3}}\cdot v_{E_{\kappa0}}+1\right)}.$$
(18)

На підставі наведених залежностей (15)–(18) розроблено і впроваджено у виробництво в ПАТ «Київське центральне конструкторське бюро арматуробудування» інженерну методику визначення запасів утомної міцності ЕМК у вигляді стандарту підприємства СТУ КЦКБА-273:2012 «Методика розрахунку запасів працездатності електромагнітних клапанів при проектуванні».

Для практичної реалізації розробленої методики визначення запасів утомної міцності стрижневих елементів (штоків) ЕМК 3 двопозиційним поляризованим електромагнітним приводом отримано експериментальні залежності кількості пиклів напрацювання до руйнування штока ЕМК від рівня питомої енергії переміщення рухомої системи приводу для різних матеріалів: 08X18H10T (рис. 9), BT1-0, АК4-1.

На підставі узагальнення результатів спеціальних ресурсних випробувань та розрахунків напруженого стану конструктивних елементів малогабаритних пневматичних ЕМК з двопозиційним поляризованим електромагнітним приводом розроблено рекомендації щодо удосконалення конструкції ЕМК даного типу з метою підвищення їх експлуатаційної надійності та ресурсу.

Для зменшення рівня кінетичної енергії удару повзуна 5 у верхній стоп 2 (див. рис. 1) під час відкриття клапана, яка переходить у потенційну енергію деформації конструкційного матеріалу елементів ЕМК, в тому числі стрижневого елемента (штока), рекомендується введення в кінематичний ланцюг передачі зусилля від електромагніта до золотника клапана демпфувального елемента (збільшити значення коефіцієнта розсіювання K_{pos} у виразі (15).



Рис. 9 – Залежність напрацювання до руйнування штока ЕМК з двопозиційним поляризованим електромагнітним приводом, виконаного зі сталі 08Х18Н10Т, від рівня питомої енергії переміщення рухомої системи приводу клапана

В якості демпфувального елемента рекомендовано використовувати плоскі прокладки з гуми або поліуретану, стандартні гумові кільця чи металеві пружини. Експериментальна перевірка такого рішення була виконані на серійному електромагнітному приводі УФ 098190, що використовується в клапані УФ 96414-010. В якості демпфувального елемента були використані пласкі прокладки з гуми ІРП-1338 товщиною 2 мм (рис. 10).



Рис. 10 – Демпферний пристрій в кінематичному ланцюзі рухомої частини ЕМК: *I* – повзун; *2* – стопорна шайба; *3* – шток; *4* – шайба;

5 – демпфувальний елемент

Введення демпфувального елемента призвело до незначного зниження швидкодії клапана: час відкриття модернізованого клапана збільшився з 32,5 мс до 36,3 мс, а час закриття – з 44,5 мс до 46,2 мс. При цьому суттєво збільшився час наробітку клапана до руйнування від утоми його стрижневого елемента – штока. Під час проведення ресурсних випробувань клапанів УФ 96414-010 у штатному виконанні руйнування їх штоків від утому мало місце при наступних наробітках: 6500, 6500, 10000, 12000 та 20000 циклів спрацьовування. При тих же умовах були випробувані 2 зразка модернізованого клапана УФ 96414-010 з демпфірувальними гумовими прокладками. Випробування були зупинені після 100000 спрацьовувань. Руйнування штоків клапанів не зафіксовано. За результатами дефектації елементів цих клапанів після 100000 спрацьовувань суттєвих змін технічного стану елементів рухомої частини

електромагнітного приводу ЕМК не виявлено, в тому числі не виявлено суттєвих формозмін головки штока, що характерно для клапанів у штатному виконанні. На рис. 11 для порівняння наведено фото головок штоків після напрацювання 20000 циклів для клапана у штатному виконанні (a) і для модернізованого клапана з демпфувальним елементом (δ).



Рис. 11 – Фото головок штоків клапанів після напрацювань 20000 циклів:

 а – головка штока клапана у штатному виконанні;
 б – головка штока модернізованого клапана з демпфірувальним елементом

Висновки. Порівняльний аналіз ефективності застосування розглянутих методик визначення утомної міцності та ресурсу стрижневих елементів ЕМК з двопозиційним поляризованим електромагнітним приводом дозволяє стверджувати наступне:

1. Оцінка утомної міцності та ресурсу стрижневих елементів клапана з використанням коефіцієнта динамічності $k_{_{\rm A}}$ має суттєві недоліки, а її застосування вимагає наявності значних об'ємів статистичних даних щодо відмов ЕМК внаслідок руйнування їх стрижневих елементів.

2. Для прогнозування утомної міцності та ресурсу стрижневих елементів клапана на підставі використання теорії накопичення мікропошкоджень в конструкційному матеріалі штока клапана під дією циклічних ударних навантажень необхідно мати достовірні дані щодо зменшення величини ходу золотника клапана x_{307} від кількості спрацьовувань клапана n, отримання яких на етапі проектування виробу не завжди можливо.

3. Найбільш прогресивним можна вважати застосування методики визначення pecypcv стрижневих елементів клапана з використанням енергетичних критеріїв, яку впроваджено в практику проектування малогабаритних ЕМК в ПАТ «Київське центральне конструкторське бюро арматуробудування» вигляді стандарту v КЦКБА-273:2012 підприємства СТУ «Методика розрахунку запасів працездатності електромагнітних клапанів при проектуванні».

4. Для зменшення динамічних експлуатаційних навантажень на елементи ЕМК з двопозиційним електромагнітним приводом рекомендується використання демпфувальних елементів в рухомій частині електромагнітного приводу. Ефективність їх використання підтверджено спеціальними ресурсними випробуваннями.

Список літератури: 1. Кармугин Б. В. Современные конструкции малогабаритной пневмоарматуры / Б. В. Кармугин, В. Л. Кисель, А. Г. Лазебник / ред. Б. В. Кармугина. – К. : Техніка, 1980. – 296 с. трубопроводной 2. Хильчевский В. В. Надежность / В В Хильчевский пневмогидроарматуры А Е Ситников В. А. Ананьевский. – М. : Машиностроение, 1989. – 208 c. 3. Ситников А. Е. Отказы электромагнитных клапанов А. Е. Ситников // Вестник Национального технического университета Украины «Киевский политехнический институт». Машиностроение. - 2002. - Т. 2, вып. 42. - К. : НТУУ «КПИ». -4. Гуревич Д. Ф. Расчет и C 46-49 конструирование трубопроводной арматуры / Д. Ф. Гуревич. – Ленинград : Машиностроение, 1969. - 887 с. 5. Теленков А. А. Опыт разработки и создания оптимальных конструкций электропневмогидроклапанов / А. А. Теленков // Конверсия в машиностроении. - 2008. - № 2. -С. 42-47. 6. Ситников А. Е. Прогнозирование технического состояния электромагнитных клапанов по функциональным параметрам / А. Е. Ситников // Вестник национального технического политехнический «Киевский университета институт». Машиностроение. - 2000. - Т. 2, вып. 38. - К. : НТУУ «КПИ». -С. 189-191. 7. Рикуніч Ю. М. Прогнозування втомленості елементів конструкції електромагнітних клапанів при циклічному та імпульсному навантаженнях / Ю. М. Рикуніч, О. Є. Ситніков, О. Г. Кучер [та ін.] // Вісник Сумського державного університету. Сер.: Технічні науки. - 2003. - № 13 (59). - Суми : СДТУ. -С. 38-48. 8. Когаев В. П. Расчеты деталей машин и конструкций на прочность и долговечность : справочник / В. П. Когаев, Н. А. Махутов, А. П. Гусенков. – М. : Машиностроение, 1985. – 224 с. 9. Рыкунич Ю. Н. Выбор коэффициентов запаса прочности при проектировании пневмоклапанов с электромагнитным приводом / Ю. Н. Рыкунич // Вестник национального технического университета «Киевский политехнический институт». Машиностроение. - 2002. - Т. 2, вып. 42. - К. : НТУУ «КПИ». -С. 39-42. 10. Чегодаев Д. Е. Гидропневмотопливные агрегаты и их надёжность / Д. Е. Чегодаев, О. П. Мулюкин. – Куйбышев Кн. изд-во, 1990. - 104 с. 11. Ионов В. Н. Напряжения в телах при импульсном нагружении / В. Н. Ионов, П. М. Огибалов. - М. : Высшая школа, 1975. – 206 с. 12. Кисель В. Л. Математические модели функционирования клапанов с электромагнитным приводом / В. Л. Кисель, Ю. Н. Рыкунич, Я. Б. Федоричко [и др.] // Вибрации в технике и технологиях. - 2003. - № 2 (28). - С. 10-19. 13. Ветров А. Н. Вероятностные методы оценки остаточного ресурса конструктивных элементов ГТД в эксплуатации / А. Н. Ветров, А. Г. Кучер // Проблемы прочности. – 1989. – № 8. – C. 70-76. 14. Rykunich Yu. M. Deformation and fracture of the bar system of a pneumatic electromagnetic valve under cyclic impact loading / Yu. M. Rykunich, A. E. Sytnikov, V. V. Astanin [et al.] // Strength of Material. - May, 2014. - Vol. 46, № 3. - Springer Science+Business Media, New York. - Р. 350-359. 15. Рыкунич Ю. Н. Исследование по энергетическим критериям запасов работоспособности поляризованных двухпозиционных электромагнитных клапанов двигательных установок / Ю. Н. Рыкунич, А. Е. Ситников, Л. Г. Александров [u др.] // Вестник ФГУП «НПО им. С. А. Лавочкина». Космонавтика и ракетостроение. - 2013. -№ 4 (20). – C. 61–67.

References: 1. Karmugin, B. V., V. L. Kisel' and A. G. Lazebnik. Sovremennye konstrukcii malogabaritnoj pnevmoarmatury. Kyiv: Tehnika, 1980. Print. **2**. Hil'chevskij, V. V., A. E. Sitnikov and V. A. Anan'evskij. Nadezhnost' truboprovodnoj pnevmogidroarmatury. Moscow: Mashinostroenie, 1989. Print. 3. Sitnikov, A. E. "Otkazy jelektromagnitnyh klapanov." Vestnik Nacional'nogo tehnicheskogo Ukrainy "Kievskij politehnicheskij universiteta institut". Mashinostroenie. No. 2 (42). Kyiv: NTUU "KPI", 2002. 46–49. Print. 4. Gurevich, D. F. Raschet i konstruirovanie truboprovodnoj armatury. Leningrad: Mashinostroenie, 1969. Print. 5. Telenkov, A. A. "Opyt razrabotki sozdanija optimal'nih konstrukcij i

Гідравлічні машини та гідроагрегати

jelektropnevmogidroklapanov." Konvkersija v mashinostroenii. No. 2. 2008. 42-47. Print. 6. Sitnikov, A. E. "Prognozirovanie tehnicheskogo sostojanija jelektromagnitnyh klapanov po funkcional'nym parametram." Vestnik nacional'nogo tehnicheskogo universiteta "Kievskii politehnicheskij institut". Mashinostroenie. No. 2 (38). Kiev: NTUU 'KPI". 2000. 189-191 Print. 7. Rykunich, Yu. M., et al. "Prognozuvannja vtomlenosti elementiv konstrukciï elektromagnitnih klapaniv pri ciklichnomu ta impul'snomu navantazhennjah." Visnik Sums'kogo derzhavnogo universitetu. Ser.: Tehnichni nauki. No. 13 (59). Sumy: SDTU, 2003. 38-48. Print. 8. Kogaev, V. P., N. A. Mahutov and A. P. Gusenkov. Raschety detalej mashin i konstrukcij na prochnost' i dolgovechnost'. Moscow: Mashinostroenie, 1985. Print. 9. Rykunich, Yu. N. "Vybor kojefficientov zapasa prochnosti pri proektirovanii pnevmoklapanov s jelektromagnitnym privodom." Vestnik nacional'nogo tehnicheskogo universiteta "Kievskij politehnicheskij institut". Mashinostroenie. No. 2 (42). Kiev: NTUU "KPI", 2002. 39-42. Print. 10. Chegodaev, D. E., and O. P. Muljukin. Gidropnevmotoplivnye agregaty i ih nadjozhnost'. Kuybyshev: Kn. izd-vo, 1990. Print.

11. Ionov, V. N., and P. M. Ogibalov Naprjazhenija v telah pri *impul'snom nagruzhenii*. Moscow: Vysshaja shkola, 1975. Print. **12.** Kisel', B. L., et al. "Matematicheskie modeli funkcionirovanija klapanov s jelektromagnitnym privodom." Vibracii v tehnike i tehnologijah. No. 2 (28). 2003. 10-19. Print. 13. Vetrov, A. N., and A. G. Kucher. "Verojatnostnye metody ocenki ostatochnogo resursa konstruktivnyh jelementov GTD v jekspluatacii." Problemy prochnosti. No. 8. 1989. 70-76. Print. 14. Rykunich, Yu. M., et al. "Deformation and fracture of the bar system of a pneumatic electromagnetic valve under cyclic impact loading." Strength of Material. No. 3 (46). New York: Springer Science+Business Media, 2014. 350-359. Print. 15. Rykunich, Yu. M., et al. "Issledovanie po jenergeticheskim kriterijam zapasov rabotosposobnosti poljarizovannyh dvuhpozicionnvh jelektromagnitnyh klapanov dvigateľnyh ustanovok." Vestnik FGUP "NPO im. S. A. Lavochkina". Kosmonavtika i raketostroenie. No. 4 (20). 2013 61-67 Print

Надійшла (received) 13.10.2015.

Зайончковський Геннадій Йосипович – доктор технічних наук, професор, Національний авіаційний університет, завідувач кафедри «Гідрогазові системи», м. Київ; тел.: (044) 408-45-45; e-mail: evgenia zay@mail.ru.

Zaionchkovskyi Hennadii Josupovich – Doctor of Technical Sciences, Full Professor, National Aviation University, Chair at the Department of "Hydraulic-Gas Systems", Kyiv; tel.: (044) 408-45-54; e-mail: evgenia_zay@mail.ru.

Барилюк Євген Ігорович – Національний авіаційний університет, асистент кафедри «Гідрогазових систем», м. Київ; тел.: (044) 408-45-45; e-mail: eugen.barilyuk@gmail.com.

Barilyuk Evgen Igorovich – National Aviation University, Assistant at the Department of "Hydraulic-Gas Systems", Kyiv; tel.: (044) 408-45-54; e-mail: eugen.barilyuk@gmail.com.

Рикуніч Юрій Миколайович – генеральний директор ПАТ «Київське центральне конструкторське бюро арматуробудування», м. Київ; тел.: (044) 490-94-80; e-mail: office@kckba.kiev.ua.

Rykunich Yurii Mukolaiovich – General Director PJSC "Kiev Central Design Bureau of Valves", Kyiv; tel.: (044) 490-94-80; e-mail: office@kckba.kiev.ua.

Федоричко Ярослав Богданович – начальник відділу, ПАТ «Київське центральне конструкторське бюро арматуробудування», м. Київ; тел.: (044) 591-07-58; e-mail: nadiynist@kckba.kiev.ua.

Fedorychko Yaroslav Bogdanovich – Head of Department, PJSC "Kiev Central Design Bureau of Valves", Kyiv; tel.: (044) 591-07-58; e-mail: nadiynist@kckba.kiev.ua.

UDC 621.224

M. V. CHERKASHENKO, B. A. VURYE

SYNTHESIS OF SCHEMES OF PNEUMOAUTOMATICS ON THE VALVES

The universal method of designing of schemes of hydropneumoautomatics on the valves, using modular realization is offered. In a basis of a method it is put factorization systems and decomposition of the equations, the analysis of modules with use of the simplified table of conditions, due to consideration of conditions only for inputs of controlling of valves. M. V. Cherkashenko's formulas of decomposition of functions on two variables are effectively used, iso present decisions of modules on which outputs given formulas are presented are realized that as a result leads to the minimal schemes. Examples of use of a method are resulted.

Keywords: hydropneumoautomatics, valves, decomposition, algorithm, matrix, scheme.

Introduction. There are two principles of construction of schemes of hydropneumoautomatics separate and undivided decomposition of the equations. The principle of separate decomposition is based on allocation of the fragments containing usually three or two variables for realization by known schemes in the set basis. Then the composition of the received fragments will be made. For realization of system of the equations the principle of factorization is known also, i.e. allocation of the general parts for reduction of number of devices at their realization. The method of undivided decomposition of M. Cherkashenko is base on decomposition of the equations on two variables with the received original residual functions [1]. The Shannon's formula of decomposition of function on (k-1) variable has the next form [2]:

$$\begin{split} y &= \overline{x}_1 \dots \overline{x}_{k-2} \overline{x}_{k-1} \varphi_1 \big(0, \dots, 0, 0, x_k \big) + \\ &+ \overline{x}_1 \dots \overline{x}_{k-2} x_{k-1} \varphi_2 \big(0, \dots, 0, 1, x_k \big) + \dots + \\ &+ x_1 \dots x_{k-2} \overline{x}_{k-1} \varphi_{2^{k-1}} \big(1, \dots, 1, 0, x_k \big) + \\ &+ x_1 \dots x_{k-2} x_{k-1} \varphi_{2^{k-1}} \big(1, \dots, 1, 1, x_k \big), \end{split}$$

where $(x_1 - x_k)$ – variables;

 $(\varphi_1 - \varphi_{\gamma^{k-1}})$ – residual functions.

On figure 1 there is the scheme, constructed on valves, of extremely universal module with the original *l*-linear distributive equipment [3, 4], which realizes function:

$$y = \overline{x}_{1}...(\overline{x}_{k-1}(\overline{x}_{k}\varphi_{1} + x_{k}\varphi_{2}) + x_{k-1}(\overline{x}_{k}\varphi_{3} + x_{k}\varphi_{4})...) + + ... + x_{1}...(\overline{x}_{k-1}(x_{k}\varphi_{2^{k-1}-3} + x_{k}\varphi_{2^{k-1}-2}) + + x_{k-1}(\overline{x}_{k}\varphi_{2^{k-1}-1} + x_{k}\varphi_{2^{k-1}})..),$$

where $\varphi_{1},...,\varphi_{2^{k-1}}$ – functions of one variable $\{0,1,X,\overline{X}\}$.

The given equation is easy for receiving by the method of substitution of functions on outputs of each valve that coincides with the Shannon's formula. The universal device (fig. 1) includes original valves for which if $k \ge 2$ that there is a dependence, number of valves n = k - 1. Linearity of the valve *i* (where i = 1, ..., n) calculate by the formula $l = 2^{i+1} - 1$.

The basic part. The offered universal method consists of the factorization of systems and undivided decomposition of the equations. It is consists of following partitions: analysis of serially produced elements and modules of systems of hydropneumoautomatics of using the simplified tables of conditions; factorization of systems of the equations; design of base schemes of decomposition of the equations on two variables; direct decomposition of the equations by definition of variables of decomposition and calculation of residual functions; realization of residual functions by their further decomposition or with use of the received of decisions.



Fig. 1 - Scheme of extremely universal device

The analysis of elements and modules of schemes of hydropneumoautomatics. Let's show synthesis of the simplified table of conditions due to consideration of various conditions only for inputs of controlling of valves. Dimension of the table in this case will make for one input of controlling of valve 2m, for two inputs of controlling of valves 4m, where m – number of outputs. It allows to receive the convenient means of the analysis. Let's note, that dimension of the usual table of conditions – $2^n(n+m)$.

Let's make the table of conditions for controlling inputs of controlling of valves, and in columns for outputs we shall write adjusting inputs if the signal on a considered output is equal 1, and 0 – otherwise. In tab. is shown the hydraulic or pneumatic valve. Channels of valve are noted by the digits of international identification mark. The table is constructed for two for inputs of controlling of valves.

So, we find for two for controlling inputs of valves:

$$y = a(\overline{x}_i \overline{x}_j + \overline{x}_i x_j + x_i x_j) + bx_i \overline{x}_j = a(\overline{x}_i + x_j) + bx_i \overline{x}_j.$$

The formula of decomposition of function on two variables has the next form:

$$y = \overline{x}_i \overline{x}_j g + \overline{x}_i x_j c + x_i \overline{x}_j b + x_i x_j q \qquad (1)$$

where $g = f_0(0, 0)$; $c = f_1(0, 1)$; $b = f_2(1, 0)$; $q = f_3(1, 1) -$ residual functions from decomposition, which are smaller than initial on two the order of magnitude.

© M. V. Cherkashenko, B. A. Vurye, 2016

Гідравлічні машини та гідроагрегати

For the module (tab. 1), the equation: $a(\overline{x}_i + x_j) + bx_i \overline{x}_j$.

The table 1 – The accepted designations of channels

For two for inputs of controlling of valves x_i/x_j	Output y	$x_i \frac{x_i}{12}$
$\overline{x}_i \overline{x}_j$	а	
$\overline{x}_i x_j$	а	
$x_i \overline{x}_j$	b	
$x_i x_j$	b	$ \overline{x_j}$

If to accept

$$\begin{split} a &= \overline{x}_{j}g + x_{i}q + \overline{x}_{i}x_{j}c = \overline{x}_{j}f_{0}(0,0) + x_{i}f_{3}(1,1) + \overline{x}_{i}x_{j}f_{1}(0,1) \; ; \\ b &= f_{2}(1,0) \; , \end{split}$$

and to substitute in the equation (2) expressions for a and



b it is received:

(2)

$$y = (\overline{x}_i + x_j)(\overline{x}_jg + x_iq + \overline{x}_ix_jc) + x_i\overline{x}_jb$$

And further, removing the brackets, we have the equation (1).

It is necessary to note, that modules on fig. 2, *and* [5], fig. 2, [6], realize the equation

$$y = (\overline{x}_i \overline{x}_j + x_i x_j)d + \overline{x}_i x_j c + x_i \overline{x}_j b.$$
If to accept
(3)

$$d = \overline{x}_i g + x_i q = \overline{x}_i f_0(0,0) + x_i f_3(1,1);$$

$$c = f_1(0,1); \ b = f_2(1,0),$$

and to substitute in the equation (3) expressions for d, c and b it is received:

$$y_2 = (\overline{x}_i \overline{x}_j + x_i x_j)(\overline{x}_i g + x_i q) + \overline{x}_i x_j c + x_i \overline{x}_j b$$

and further, removing the brackets, we have the equation (1).

The method is put in a basis of algorithm of realization of the scheme [1].



Fig. 2 - a and b – modules for realization of decomposition of function on two variables

Factorization of systems of the equations (SE). Generally, synthesis of minimal composition SE this introduction of intermediate variables W of the general parts, which most repeat.

SE
$$\begin{cases} t_1 = \tau_1(x_1, ..., x_t; y_1, ..., y_k); \\ 5 \\ t_{m+k} = \tau_{m+k}(x_1, ..., x_t; y_1, ..., y_k) \end{cases}$$

turn into

SEm $\begin{cases} w_1 = \varphi_1(w_1, \dots, w_p; x_1, \dots, x_t; y_1, \dots, y_k); \\ \dots \\ w_n = \varphi_n(w_1, \dots, w_{n-1}; x_1, \dots, x_t; y_1, \dots, y_k); \end{cases}$

$$\begin{cases} t_p = \tau_p(v_1, ..., v_{p-1}, ..., x_l; y_1, ..., y_k); \\ t_1 = \tau_1(w_2, ..., w_p; x_1, ..., x_l; y_1, ..., y_k); \\ \dots \end{cases}$$

 $t_{m+k} = \tau_{m+k}(w_1, ..., w_p; x_1, ..., x_t; y_1, ..., y_k),$

where p – quantity of the general parts; t – quantity of inputs; k – quantity of outputs memory cells; m –quantity of effectors; t_1, \ldots, t_m – functions Z of switching effectors; t_{m+1}, \ldots, t_{m+k} – functions S of switching memory cells.

Let's note two properties SEm:

1. Parenthesis forms SEm cannot have depth of more unit as depth two and more gives the general part which consists of two elements and more at disclosing brackets and enters into the general of conjunction.

2. At brackets of the equation or its part it is impossible to take out more than one variable as presence

of two and more variables at disclosing brackets gives the general conjunction.

h

SE which can be presented by a matrix C_M . The quantity of strings and columns of a matrix is equaled to quantity of variables and their inversions in all equations. Matrix C_M – square and symmetric concerning the main diagonal. In a basis factorization selection of the general parts in all equations is necessary.

Procedure we shall consider on an example of system of the equation:

$$y_1 = \overline{x}_1 x_3 x_5 + x_1 x_2 x_5;$$

$$y_2 = \overline{x}_1 x_3 x_8 + \overline{x}_1 x_3 \overline{x}_6 + x_1 x_2 x_8 + x_1 x_2 \overline{x}_6 + x_6 x_7 \overline{x}_8;$$
 (4)

$$y_3 = \overline{x}_1 x_3 + x_1 x_2 + x_4.$$

If conjunction f_j of SLE contains variables x_{α} and x_{β} , then on crossing of a row α and a column β an element $c_{\alpha\beta} = m$.

The matrix C_M can be constructed also directly on elementary functions "AND" of system of the equations.

Matrix C_M is symmetric relative to the main diagonal, it is presented further. Algorithm for finding the set of the most repeated parts W of the system [7] is presented. W will enter into the minimal system of the equations. So $w_1 = x_1x_2$ four times repeat, $w_2 = \overline{x_1}x_3$ four times also repeat. Further using algorithm [7], we find $w_3 = w_1 + w_2$ three times repeat.

		x_1	\overline{x}_1	<i>x</i> ₂	<i>x</i> ₃	x_4	x_5	x_6	\overline{x}_6	<i>x</i> ₇	x_8	\overline{x}_8
	x_1	0	0	4	0	0	1	0	1	0	1	0
	\overline{x}_1		0	0	4	0	1	0	1	0	1	0
	<i>x</i> ₂			0	0	0	1	0	1	0	1	0
	<i>x</i> ₃				0	0	1	0	1	0	1	0
	x_4					0	0	0	0	0	0	0
$C_M =$	x_5						0	0	0	0	0	0
	x_6							0	0	0	0	0
	\overline{x}_6								0	0	0	0
	<i>x</i> ₇									0	0	0
	x_8										0	0
	\overline{x}_8											0

Algorithm of a finding of set ψ [2]. First we choose a line in which the element with the greatest value the located.

1. Suppose $\alpha = 1$ (where $\alpha = 1, 2, ..., n$); *n* – quantity of variables, we pass to item 2.

2. In a line α of a matrix R_{G_m} there is an element $c_{\alpha\beta} = \mu$ (where $\beta = 1, 2, ..., n$), that pass to item 3, differently – to item 4.

3. For lines α and β each element we find function $P_{\alpha\beta} = \min(\alpha\beta)$, we pass to item 5.

4. We replace α on $(\alpha + 1)$ and we pass to item 1.

5. If in line $P_{\alpha\beta}$ there is an element $c_{\alpha\gamma} = \mu$ (where $\gamma = 1, 2, ..., n$), that pass to item 7, differently – to item 6. 6. It is received $\psi_v = \alpha\beta$..., we pass to item 9.

7. For lines $P_{\alpha\beta}$ and γ we find function $P_{\alpha\beta\gamma} = \min(P_{\alpha\beta\gamma})$, we pass to item 8.

8. We replace indexes $\alpha\beta$ on a, and γ on β and we pass to item 5.

9. If in line α there is an element $c_{\gamma\delta} = \mu$ (where $\delta = 1, 2, ..., n; x_{\delta} \notin \psi_{\mu}$), that is replaced β on δ and we pass to item 3, differently – to item 10.

10. If $\alpha = n$, that is select $\{\psi_{\mu}\}$ and we pass to item 11, differently – to item 4.

11. If $\mu = 1$, that is select $\{\psi\}$ and we pass to item 12, differently we replace in R_{G_m} elements which are equaled

 μ , on $(\mu - 1)$ and we pass to item 1.

If to write the system of equations (4), substituting in it set of general parts, and taking out the brackets of the common elements, then it has the next form:

$$y_1 = x_5 w_3;$$

 $y_2 = w_3 (x_8 + \overline{x}_6) + x_6 x_7 \overline{x}_8;$
 $y_2 = w_2 + x_4.$

It is obvious, that for realization the equations it is required $y_1 = x_5 w_3$ the valve "AND", for the equation $y_3 = w_3 + x_4$ – the valve "OR". The decomposition of the equation $y_2 = w_3(x_8 + \overline{x}_6) + x_6 x_7 \overline{x}_8$ must be made. As variables most often repeat \tilde{z}_6 and \tilde{z}_8 (direct and inverse value of a variable is shown by a wavy line), variables of decomposition is expedient for choosing [1] $x_i = z_6$ and $x_i = z_8$.

Let's define residual functions from decomposition $f_0(0,0) = w_3$; $f_1(0,1) = w_3$; $f_2(1,0) = x_7$; $f_3(1,1) = w_3$. The scheme of realization of function is presented on fig. 3.

Thus, the offered method is effective, and its use – expedient.



Fig. 3 – The scheme of realization of function

Гідравлічні машини та гідроагрегати

Bibliography: 1. Cherkashenko M. Synthesis of schemes of hydraulic and pneumatic automation / M. Cherkashenko // International Fluid Power Symposium in Aachen. – Germany, 20–22 March 2006. – Fundamentals. The report № 1. – P. 147–154. 2. Cherkashenko M. Synthesis of minimal schemes of hydropneumounit / M. Cherkashenko / under edition B. Vurye - Kharkiv, NTU "KhPI", 2013. - P. 266. 3. Cherkashenko M. Universal devices for building pneumatic control circuits for industrial robots and automatic machines / M. Cherkashenko // Soviet engineering research (England). - 1985. - V. 5, № 2. -P. 29-31. 4. Cherkashenko M. V. Construction of logic schemes pneumo-and hydrodrives on universal devices / M. V. Cherkashenko // Devices and of control system. – 1984. – № 8. – P. 25. 5. Cherkashenko M. The multifunction pneumatic logic module / M. Cherkashenko // The patent N1026137 (USSR) : published 1983, Inventions Bulletin № 24. 6. Cherkashenko M. The multifunction pneumatic logic module / M. Cherkashenko // The patent N1015365 published 1983, Inventions Bulletin (USSR) № 16. 7. Cherkashenko M. V. Construction of schemes of discrete control systems on multipurpose elements / M. V. Cherkashenko // Mechanization and automation of production. - 1978. - № 12. -P. 19-21.

References: 1. Cherkashenko, M. "Synthesis of schemes of hydraulic and pneumatic automation." International Fluid Power Symposium in Aachen. Germany, 20-22 March 2006. No. 1. 147-154. Print. 2. Cherkashenko, M. Synthesis of minimal schemes hydropneumounits. Ed. B. Vurye. Kharkiv: NTU "KhPI", 2013. Print. 3. Cherkashenko, M. "Universal devices for building pneumatic control circuits for industrial robots and automatic machines." Soviet engineering England. 5.2 (1985): 29-31. research. Print. 4. Cherkashenko, M. V. "Construction of logic schemes pneumo- and hydrodrives on universal devices." Devices and of control system. No. 8. 1984. 25. Print. 5. Cherkashenko, M. The multifunction pneumatic logic module. USSR patent N1026137. 1983. Print. 6. Cherkashenko, M. The multifunction pneumatic logic module. USSR patent N1015365. 1983. Print. **7.** Cherkashenko, M. V. "Construction of schemes of discrete control systems on multipurpose elements." *Mechanization and* automation of production. No. 12. 1978. 19-21. Print.

Поступила (received) 05.12.2015

Черкашенко Михаил Владимирович – доктор технических наук, профессор, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», заведующий кафедрой «Гидравлические машины», г. Харьков; тел.: (057) 707-66-46; e-mail: mchertom@gmail.com.

Cherkashenko Mihail Vladimirovich – Doctor of Technical Sciences, Full Professor, National Technical University "Kharkov Polytechnic Institute", Chair at the Department of "Hydraulic machines", Kharkov; tel.: (057) 707-66-46; e-mail: mchertom@gmail.com.

Вурье Борис Александрович – доктор технических наук, генеральный директор «Пневмогидропривод», г. Москва: тел.: (057) 707-66-46, e-mail: borisvurye@gmail.com.

Vurye Boris Aleksandrovich – Doctor of Technical Sciences, General Director of "Pnevmogidroprivod", Moscow; tel.: (057) 707-66-46, e-mail: borisvurye@gmail.com.

О. В. ПОТЕТЕНКО, Е. С. КРУПА

КОМПЛЕКСНЫЕ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ТУРБУЛЕНТНОЙ СТРУКТУРЫ ПОТОКА В ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ВЫСОКОНАПОРНОЙ РАДИАЛЬНО-ОСЕВОЙ ГИДРОТУРБИНЫ

В статье приведен комплексный анализ реальной структуры потока, формируемой подводящими органами высоконапорной гидротурбины, перед рабочим колесом, на режимах, охватывающих всю универсальную характеристику. Приводятся объяснения причин существенных потерь энергии, как в подводящих органах, так и в самом рабочем колесе. Даются рекомендации по совершенствованию проточной части. Ключевые слова: гидротурбина, рабочее колесо, спиральная камера, напор, мощность, потери энергии.

Введение. С развитием компьютерных технологий появились широкие возможности проведения так называемого «расчетного эксперимента» по исследованию структуры потока в проточных частях гидромашин в широком диапазоне эксплуатационных режимов.

Однако, совершенные математические модели потока, основанные на осредненных по времени уравнениях Навье-Стокса (уравнениях Рейнольдса), уравнении неразрывности И дополнительных уравнениях (например «*k*--*ε*»-уравнениях, дифференциальных уравнениях для компонент тензора турбулентных напряжений с полуэмпирическими алгебраическими вспомогательными уравнениями и др.) имеют ряд сушественных недостатков. приводящих к погрешностям при определении потерь энергии 1-3 % и более.

Среди этих недостатков, как показано в работе [1], основными являются недостаточно точное описание турбулентного потока, и, в частности, недоучет диффузионного переноса момента импульса и трансформации энергии импульса в энергию момента импульса и наоборот.

Кроме того, как известно, в качестве граничных условий во входном сечении в рассматриваемый канал необходимо задавать не только осредненные параметры потока, но и распределение основных параметров турбулентности, таких как степень (или интенсивность), масштаб турбулентности и др. Все это лишний раз доказывает, что экспериментальные исследования не потеряли своего интереса и практической ценности.

В данной работе представлены материалы экспериментальных исследований структуры потока в проточной части гидротурбины РО 500 на режимах, охватывающих всю универсальную характеристику и потока без рабочего колеса (РК).

1. Экспериментальные исследования структуры потока. На рис. 1, 2, 3 показано конструктивное исполнение и схема расположения шаровых зондов в проточной части гидротурбины. Кроме замера структуры потока, был проведен эксперимент по определению распределения давления на вращающихся лопастях рабочего колеса. На рис. 4 PO 500 на универсальной характеристике представлены режимы измерения потока И

распределения давления.

Для обеспечения надежности проведения эксперимента шаровые зонды тарировались непосредственно экспериментом перед и подвергались контрольной тарировке сразу же после его окончания. Кроме того, поток измерялся в контрольных точках при перемещении шарика зонда вперед и измерения повторялись и сравнивались с предыдущими, при перемещении шарика зонда назад.





Для получения полной картины структуры потока перед рабочим колесом в сечении 1-1 было спроектировано специальное устройство, перемещающее шаровый зонд по окружному направлению (рис. 2) и позволяющему определить

© О. В. Потетенко, Е. С. Крупа, 2016

параметры потока в цилиндрическом сечении на сегменте равном 1, 2 шага лопаток направляющего аппарата. Полученные в результате эксперимента параметры потока: скорости, давления, моменты импульсов $(V_u r)$, энергии и др. приводились к диаметру $D_1 = 1$ м и напору H = 1 м.



Рис. 2 – Специальное устройство, перемещающее шаровый зонд по окружному направлению

Для определения распределения давления на лопастях РК врашающихся лопасти были дренированы в 56-ти точках поверхности. Для исключения сил инерции во вращающихся дренажных трубках, запаянных в РК и передающих давление на съемник давления с 56-ти герметичными камерами, в качестве передающей среды при исследовании водяного потока применялся воздух. Специально устройство спроектированное состояло ИЗ дренированного PK. съемника давления, переключателя давления 56-ю с камерами, батарейного ртутного манометра, компрессора,

которые обеспечивали три режима: продувки отверстий на лопастях при установке необходимого режима работы гидротурбины (ГТ), установки давления в батарейном ртутно-воздушном манометре в начальное положение и режим измерения распределения давления, когда под действием давления столба ртути в батарейном манометре часть воздуха выдавливалась через дренажные отверстия лопасти до установления баланса давления.



Рис. 3 – Схема подсоединения батарейных манометров к шаровым зондам



Рис. 4 – Режимы измерения потока и распределения давления в проточной части РО 500 с РК I-26

2. Анализ структуры потока перед и за рабочим колесом гидротурбины РО 500. Наряду с измерением параметров потока в сечениях,

изображенных на рис. 1 и рис. 2, перед и за РК был проведен замер потока с помощью шаровых зондов в поперечном сечении спиральной камеры
гидротурбины PO 500 на различных режимах работы. Анализ структуры потока показывает, что в поперечном сечении спиральной камеры имеет место крупномасштабная вихревая структура вида «парного вихря», аналогичная парному вихрю, возникающему в трубопроводе круглого поперечного сечения в зоне резкого поворота потока (в так называемом «колене»).

Это явление приводит к тому, что в центральной зоне поперечного сечения спирали поток перемещается от рабочего колеса, в то же время в пристеночной зоне поток движется с «повышенной» скоростью к входному сечению пред рабочим колесом. осуществляя конвективный перенос заторможенного пристеночного слоя. При этом существенно увеличиваются гидравлические потери энергии в высоконапорной гидротурбине.

Используя универсальные характеристики и габаритки проточных частей гидротурбины на напоры 400-500 м, рассматривая оптимальный режим эксплуатации, при котором момент импульса на выходе из рабочего колеса приблизительно равен нулю $[\rho Q(V_{\rm u}r)_2 = 0],$ можно определить среднеинтегральную величину момента импульса (момента количества движения), потребного для оптимальной работы гидротурбины перед рабочим колесом и сравнить с величиной, имеющей место во входном сечении спиральной камеры. Расчеты показывают, что момент импульса во входном сечении спиральной камеры составляет всего лишь 50-60 % от необходимого для оптимальной работы гидротурбины, т.е. подводящие к рабочему колесу

поток органы гидротурбины, и, в первую очередь спиральная камера, призваны увеличить момент импульса потока практически в два раза. Увеличить момент импульса во входном сечении спирали возможно лишь либо за счет уменьшения площади сечения в два раза или за счет увеличения радиуса до оси вращения гидроагрегата расположения центра входного сечения. Первый вариант приведет к увеличению скорости потока в два раза в спиральной камере и, соответственно, к увеличению потерь в четыре раза, второй – к увеличению габаритов гидротурбинного блока в 1,5–2 раза.

По существу за счет «парного вихря» в поперечном сечении спиральной камеры и оттока жидкости в центральной части сечения, подводящий поток движется по «искусственно» уменьшенному рабочему колесу гидротурбины. сечению к объясняет причину Вышесказанное больших гидравлических потерь энергии в подводящих органах высоконапорных гидротурбин, доходящих до 2-4 %, в то время, как низко и средненапорные гидротурбины имеют потери не превышающие 0,5 %.

Это объясняется сравнительно низким по сравнению с гидротурбинами на средние напоры оптимальным КПД высоконапорных гидротурбин.

Формируемый подводящими органами поток поступает на рабочее колесо гидротурбины. На рис. 5 для оптимального режима представлена картина изменения направления вектора скорости в соответствии со схемой (рис. 1) потока, натекающего на входные кромки рабочего колеса.



Рис. 5 – Картина изменения направления вектора скорости потока, натекающего на входные кромки РК

Особенно наглядно показано изменение угла φ от 12°–15° в центральной зоне, до 17°–20° у верхнего и нижнего кольца направляющего аппарата. Существенно меняется также и угол δ (практически на 10°). Такой характер изменения направления натекающего потока, безусловно, связан со спецификой его формирования в подводящих органах

гидротурбины, изложенной выше.

На рис. 6, 7 для различных режимов, охватывающих практически всю универсальную характеристику представлена картина изолинии равных углов φ и δ и компонент скоростей потока на цилиндрической поверхности радиусом R = 212 мм (при $D_1 = 400$ мм) перед рабочим колесом. На режимах больших открытий направляющего аппарата ($a_0 = 25$ мм, $a_0 = 29$ мм) в зоне положения зонда «ж», «з», «и» явно прослеживается резкое изменение параметров потока, обусловленное следом пристеночных заторможенных слоев, сбегающих с выходных кромок лопаток направляющего аппарата. Напомним, что поток измерялся на цилиндрической поверхности, расположенной на расстоянии 12 мм от входных кромок лопастей рабочего колеса, что подтверждает целесообразность увеличения диаметра расположения осей поворота лопаток направляющего аппарата до $D_0 = (1,3-1,4)D_1$.



Рис. 7 – Характеристика потока перед рабочим колесом РО 500-I-26. Характер изменения направлений и величины компонента скорости

Неравномерный по высоте направляющего аппарата поток натекает под различным направлением и с различными скоростями на лопасти рабочего колеса, создавая дополнительные потери энергии (ударные и профильные в самом рабочем колесе). Кроме того, циркуляция скорости вокруг лопасти в периферийном, корневом и центральном сечениях будет различной, меняющейся от одного режима к другому, что вызовет дополнительные потери энергии с индуктивными вихрями, сбегающими с выходных кромок лопастей и дополнительную нестационарность потока. Авторы неоднократно указывали [3], что в этом случае целесообразно использовать просторную, уменьшающую скорость течения в ней в 2–3 раза спиральную камеру, с формированием необходимого момента количества движения (момента импульса), натекаемого на рабочее колесо потока в сопловых аппаратах, расположенных по кольцу перед рабочим колесом, имеющих поворотные, регулируемые расход выходные кромки.

В качестве анализа влияния рабочего колеса на поток в подводящих органах гидротурбины на рис. 6 представлена картина изменения параметров потока перед рабочим колесом при остановленном рабочем колесе (n = 0) и на рис. 8 – без рабочего колеса (при установленной в проточной части ступицы и обода рабочего колеса).



Рис. 8 – Характеристика потока в сечении I-I полости РО 500 без рабочего колеса

Анализ этих потоков и сравнение с эксплуатационными потоками при наличии рабочего колеса, показывает необходимость, при математическом моделировании потока в подводящих органах гидротурбины, обязательно в качестве граничных условий на выходе учитывать влияние рабочего колеса на поток в подводящих органах.

На рис. 9 представлены параметры потока при различных режимах работы гидротурбины в сечении на выходе из рабочего колеса. Циркуляционные потери на оптимальном режиме $n_1' = 65$, $a_0 = 17-21$ мм, с высокой степенью точности равны нулю и при $a_0 = 9$ мм имеют порядок 5 %. Резко увеличиваются циркуляционные потери при оптимальном открытии направляющего аппарата при увеличении приведенных оборотов n'_1 до 75–80 мин⁻¹, т.е. при эксплуатации натурной гидротурбины на предельно низких напорах. Это подтверждается на ГЭС эксплуатации радиально-осевых при гидротурбин на предельно низких напорах, на которых обнаруживается появление в отсасывающей трубе спиралеобразных большой интенсивности вихревых жгутов, вызывающих повышенную пульсацию давления в потоке и вибрацию стенок, ограничивающих поток.

Кинетическая энергия потока, покидающего рабочее колесо, на оптимальном режиме имеет порядок 1–2 % и возрастает до 5–10 % на режимах существенно отличных от оптимального.

Приведенные к 1 м напора и 1 м диаметра рабочего колеса скорости момента импульсов $(V_u r)$ энергии и др. параметры потока, осреднялись по окружному направлению, по расходу, моменту импульса, энергии по формулам:

$$\begin{split} \overline{\mathbf{V}}_{r(\varphi)}^{Q} &= \frac{\int_{A}^{B} \mathbf{V}_{r} d\varphi}{2\pi/z}; \ \overline{\mathbf{V}}_{u(\varphi)}^{Q} &= \frac{\int_{A}^{B} \mathbf{V}_{u} d\varphi}{2\pi/z}; \\ \overline{\mathbf{V}}_{z(\varphi)}^{Q} &= \frac{\int_{A}^{B} \mathbf{V}_{z} d\varphi}{2\pi/z}; \ \overline{\mathbf{V}_{u}^{r}} &= \frac{\int \left(\mathbf{V}_{u}^{r}\right) \mathbf{V}_{r} ds}{\int \mathbf{V}_{r} ds}; \\ \overline{E} &= \frac{\int E \cdot \mathbf{V}_{r} ds}{\int \mathbf{V}_{r} ds}; \ \overline{\mathbf{V}}_{r(\varphi)}^{E} &= \sqrt{\frac{\int \mathbf{V}_{r}^{2} \cdot \mathbf{V}_{r} ds}{\int \mathbf{V}_{r} ds}; \\ \overline{\mathbf{V}}_{u(\varphi)}^{E} &= \frac{\sqrt{\int \mathbf{V}_{u}^{2} \cdot \mathbf{V}_{r} ds}}{\int \mathbf{V}_{r} ds}; \ \overline{\mathbf{V}}_{z}^{E} &= \frac{\sqrt{\int \mathbf{V}_{z}^{2} \mathbf{V}_{r} ds}}{\int \mathbf{V}_{r} ds}; \\ \overline{\mathbf{V}}_{\varphi}^{E} &= \sqrt{\frac{\int \mathbf{V}_{\varphi}^{2} \mathbf{V}_{r} ds}{\int \mathbf{V}_{r} ds}}. \end{split}$$

Осредненные по окружному направлению параметры потока перед рабочим колесом РО 500 представлены на рис. 10.

Дальнейшее осреднение структуры потока перед рабочим колесом по высоте направляющего аппарата позволило определить потери энергии в подводящих органах гидротурбины.

Были также получены в качестве характеристики потока перед рабочим колесом распределения интегральных параметров $\operatorname{rot} \vec{V} = \vec{\Omega}$, кинетической,

потенциальной и полной энергии (Ек, Еп, Е), приведенных к 1 м напора и 1 м диаметра РК (рис. 11).

На рисунке ясно видно резкое снижение (увеличение потерь) величины кинетической и полной энергии в следе потока, стекающего с выходных кромок лопаток направляющего аппарата на открытия $a_0 = 21$ мм и $a_0 = 25$ мм, и более или менее равномерный подвод энергии на оптимальном и малых открытиях лопаток направляющего аппарата.



Рис. 9 – Параметры потока за рабочим колесом РО 500І-2б



Рис. 11 – Характеристика потока перед рабочим колесом РО 500-I-26. Характер изменения компонента вихря и компонента энергии

Также видно наличие крупно- и среднемасштабной завихренности с существенной интенсивностью турбулентности, которую

необходимо учитывать при математическом моделировании потока в рабочем колесе.

Выводы. 1. На формирование структуры потока в проточной части высоконапорной гидротурбины РО 500, включая межлопастные каналы, определяющую роль играет спиральная камера. Потери в подводящих органах высоконапорных гидротурбин достигают 2–4 % (на модельной установке). Сложная вихревая структура потока, формируемая спиралью, создает предпосылки для увеличения потерь энергии в рабочем колесе.

2. Межлопастные каналы рабочего колеса с учетом вихревой структуры потока, натекающего на входные кромки рабочего колеса, при различных и существенно больших углах атаки, формируют в свою очередь сложную вихревую структуру потока, в которой имеют место как зоны мелкомасштабной турбулентности, так И центральные 30ны, характеризующиеся наличием крупномасштабных Это объясняет вихревых структур. причины повышенных потерь энергии в самом рабочем колесе.

Список литературы: 1. Потетенко О. В. К вопросу учета диффузионного переноса момента импульса и трансформации его энергии в энергию импульса и наоборот, при моделировании турбулентных потоков / О. В. Потетенко, Е. С. Крупа // Вестник НТУ «ХПИ». Сер.: Гидравлические машины и гидроагрегаты. – Х. : НТУ «ХПИ», 2015. – № 3 (1112). – С. 37–44. 2. Потетенко О. В. Определение формы трехмерного потока и распределение скоростей в каналах гидромашин / О. В. Потетенко //

Энергетическое машиностроение. – ХГУ, 1967. – Вып. 4. – С. 99–107. **3.** Потетенко О. В. Високонапірна радіально-осьова гідротурбіна / О. В. Потетенко, С. М. Ковальов // Патент на винахід UA85237 : опубл. 12.01.2009, Бюл. № 1. **4.** Потетенко О. В. Високонапірна радіально-осьова гідротурбіна / О. В. Потетенко, С. М. Ковальов // Патент на винахід UA85090 : опубл. 25.12.2009, Бюл. № 24. **5.** Потетенко О. В. Робоче колесо високонапірної радіально-осьової гідротурбіни / О. В. Потетенко, С. М. Ковальов // Деклараційний патент на корисну модель ГФ15649 : опубл. 17.07.2007, Бюл. № 2. **6.** Потетенко О. В. Робоче колесо високонапірної радіально-осьової гідротурбіни / О. В. Потетенко, С. М. Ковальов, П. С. Зав'ялов [та ін.] // Деклараційний патент на корисну модель UA5155 : опубл. 15.02.2005, Бюл. № 2.

References: 1. Potetenko, O. V., and E. S. Krupa. "K voprosu ucheta diffuzionnogo perenosa momenta impulsa i transformatsii jego energii v energiju impul'sa i naoborot, pri modelirovanii turbulentnykh potokov." Vestnik NTU "KhPI". Ser.: Gidravlicheskie mashiny i agregaty. No. 3 (1112). Kharkov: NTU "KhPI", 2015. 37–44. Print. 2. Potetenko, O. V. "Opredelenie formy trehmernogo potoka i raspredelenie skorostej v kanalakh gidromashin." Energeticheskoe mashinostroenie. No. 4. 1967. 99-107. Print. 3. Potetenko, O. V., and S. M. Koval'ov. Vvsokonapirna radial'no-os'ova hidroturbina. Ukraine Patent, UA85237. 12 January 2009. Print. 4. Potetenko, O. V., and S. M. Koval'ov. Vysokonapirna radial'no-os'ova hidroturbina. Ukraine Patent, UA85090. 25 December 2009. Print. 5. Potetenko, O. V., and S. M. Koval'ov. Roboche koleso vysokonapirnovi radial'no-os'ovovi hidroturbiny. Deklaratsiynyy patent na korysnu model' HF15649. 17 July 2007. Print. 6. Potetenko, O. V., et al. Roboche koleso vysokonapirnoyi radial'no-os'ovoyi hidroturbiny. Deklaratsiynyy patent na korysnu model' UA5155. 15 February 2005. Print.

Поступила (received) 28.09.2015

Потетенко Олег Васильевич – кандидат технических наук, доцент, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», профессор кафедры «Гидравлические машины», г. Харьков; тел.: (057) 707-66-46, e-mail: gmntukhpi@gmail.com.

Potetenko Oleg Vasilyevich – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Docent, National Technical University "Kharkov Polytechnic Institute", Associate Professor at the Department of "Hydraulic machines", Kharkov; tel.: (057) 707-66-46, e-mail: gmntukhpi@gmail.com.

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

Krupa Evgeniy Sergeevich – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), National Technical University "Kharkov Polytechnic Institute", Docent at the Department of "Hydraulic machines", Kharkov; tel.: (057) 707-66-46, e-mail: zhekr@mail.ru.

3. Я. ЛУРЬЕ, А. И. ПАНЧЕНКО, В. М. СОЛОВЬЕВ, А. И. ГАСЮК

ОЦЕНКА ВЛИЯНИЯ КОНСТРУКТИВНЫХ И ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ПАРАМЕТРОВ ШЕСТЕРЕННОГО НАСОСА НА ПУЛЬСАЦИЮ ПОДАЧИ ПУТЕМ ОПТИМИЗАЦИИ И ТРЕХМЕРНОГО ЧИСЛЕННОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ

В статье, на основе оптимизации и трехмерного численного моделирования рабочего процесса шестеренного насоса внешнего зацепления, изложены результаты исследования пульсации скорости (подачи) в зависимости от наличия и отсутствия разгрузочной полости, величины давления в камере нагнетания и частоты вращения. На основе предложенной математической модели шестеренного насоса с учетом бокового зазора и коэффициента высоты ножки сформулирована и решена задача многокритериальной оптимизации. Полученное решение было использовано для построения 3D модели и дальнейшего исследования в программе вычислительной гидродинамики. Проведенные исследования показали, что введение в конструкцию разгрузочных полостей дает снижение относительной величины пульсации скорости на 6,9 %; увеличение давления на выходе из насоса с 0,16 МПа до 16 МПа привело к уменьшению пульсации скорости на 6,1 %; увеличение частоты вращения шестерен от 2 мин⁻¹ до 2400 мин⁻¹ вызвало рост пульсации на 4,1 %.

Ключевые слова: шестеренный насос внешнего зацепления; многокритериальная оптимизация; критерии оптимизации; параметрические, функциональные и критериальные ограничения; численное моделирование; пульсация скорости.

Введение. Простота конструкции, дешевизна изготовления, надежность в эксплуатации, широкая область применения гарантируют шестеренным насосам внешнего зацепления существенный сегмент современного рынка гидравлического привода. На текущий момент каталоги таких мировых лидеров по производству гидравлического оборудования как Sauer Danfoss, Bosch Rexroth, Casappa, Parker и др. содержат обширную унифицированную номенклатуру шестеренных насосов, в том числе с внешним эвольвентным зацеплением, что является свидетельством востребованности данного продукта.

Несмотря на продолжительную историю развития математического аппарата для расчета шестеренных насосов, имеющегося опыта проектирования, наличие значительного объема экспериментального материала и существующий широкий номенклатурный ряд, к современным шестеренным насосам предъявляются новые требования, среди которых можно отметить:

- увеличение КПД. Этот вопрос исследован в работах [1–4]: в работе [1] рассматривается уменьшение потерь в зазоре между вершинами зубьев шестерен и корпусом насоса путем введения дополнительного усилия и последующего уменьшения величины зазора; в работе [2] на основе проведения численного моделирования насоса проанализирована проблема переноса элементарных объемов жидкости шестернями из камеры нагнетания в камеру всасывания при высоких частотах вращения, что приводит к снижению объемного КПД насоса; работы [3, 4] посвящены численному и экспериментальному определению величины объемного КПД насосов;

- оптимизация параметров зубчатого зацепления и геометрии полостей. Этот вопрос исследован в работах [5, 6]: в работе [5], на основе решения задачи многокритериальной оптимизации осуществляется построение дерева логических решений, функция цели – КПД; предложенная в докладе [6] программа проектирования шестеренных насосов HYGESim использует для получения решения один из критериев оптимизации, который направлен на снижение пульсации давления;

- снижение пульсаций скорости и давления.

Этот вопрос исследован в работах [7, 8]: в работе [7], на основе проведения оптимизации и численного моделирования теоретически обосновывается возможность снижения пульсаций скорости и давления; в работе [8] проведено теоретическое и экспериментальное исследования пульсации давления в камере нагнетания серийного насоса НШ-32К. Сообщается, что расхождение теоретических и экспериментальных данных составило порядка 14 %.

- повышение максимального давления на выходе насоса. Этот вопрос исследован в работах [9, 10]: в работе [9] предложено теоретическое обоснование возможности создания специализированного шестеренного насоса с давлением до 34,5 МПа при частоте вращения 3000 мин⁻¹; в работе [10], на основе новой запатентованной конструкции шестеренного насоса с пониженными внутренними утечками, проведено его экспериментальное сравнение с серийными насосами – при номинальном рабочем давлении (зафиксирован КПД 90 % и более) и давлении 32 МПа (зафиксирован КПД 74–88 %).

Следует отметить, что перечисленные выше перспективные направления исследования относятся к формированию нового научного направления в области разработки и проектирования шестеренных насосов. В настоящей статье на обсуждение выносятся результаты исследований, которые являются продолжением цикла работ [11–14].

Анализ литературных источников. В работе рассмотрена постановка оптимизационной [15] задачи, направленной на решение вопросов связанных улучшением качественных показателей с шестеренного насоса (далее НШ): рабочего объема, коэффициента перекрытия, радиальных зазоров во впадинах шестерен, удельных скольжений и др., значения которых зависят от параметров зубчатой передачи. Решение этой задачи многокритериальной решать оптимизации предполагалось с использованием метода исследования пространства параметров [16, 17].

Авторы работы [18], на основе решения двухмерной CFD задачи, провели численное моделирование влияния величины зазора между шестернями на выходные

© З. Я. Лурье, А. И. Панченко, В. М. Соловьев, А. И. Гасюк, 2016

характеристики насоса марки PGP компании Parker.

При проведении моделирования были приняты следующие допущения: рабочая жидкость является ньютоновской и несжимаемой; рабочая жидкость изначально неподвижна и изотермична, параметры постоянны.

Начальное условие: скорость V в начальный момент времени равна нулю. граничные условия: скорость на стенках корпуса равна нулю; на поверхностях шестерен равна заданной частоте вращения, стандартная к-є модель турбулентности. Для зазоров между шестернями 15, 22 и 30 мкм при частотах вращения 2000, 2500, 3000 и 3500 мин⁻¹ были получены кривые пульсации мгновенной подачи в кг/с (следовательно скорости) и давления в psi (рис. 1). Анализ результатов расчета показал, что коэффициент неравномерности (пульсации) давления составляет порядка 0,67 %, что значительно меньше коэффициента неравномерности массовой подачи, значение которого ~27,4 %.



Рис. 1 – Результат численного исследования течения в НШ с величиной зазора между шестернями 30 мкм при частоте вращения 3000 мин⁻¹, давлении 3000 psi: *a* – пульсация массового расхода; *б* – пульсация давления в точке области нагнетания

рассмотрено в работе [19] проведение математического и экспериментального исследования НШ компании Сазарра (Италия). Анализ полученных результатов показывает, что коэффициент неравномерности давления на выходе НШ составляет ~2,47 %, а неравномерность подачи – 30,7 % (рис. 2 и сопоставимо результатами рис. 3), что с неравномерности давления (0,67 %) и подачи 27,4 % ранее рассмотренной работы [18], относительная давления существенно пульсация меньше относительной пульсации подачи.





0.615

0.610

0.605

Рис. 2 – Сравнение численных и экспериментальных данных по изменению величины коэффициента давления нагнетания в функции времени при частоте вращения *n* = 2000 мин⁻¹





Работа [20] посвящена экспериментальным исследованиям НШ с прозрачным корпусом, позволяющим проводить визуализацию потока в рабочей части насоса. Были получены кривые пульсаций давления на линиях всасывания и нагнетания (рис. 4), а видеосъемка зафиксировала моменты появления кавитационных пузырьков и их схлопывание.



Рис. 4 – Пульсации давления на входе и выходе насоса за один оборот, при давлении в линии нагнетания p = 0 бар, давление в линии нагнетания P = 5 бар, частота вращения 500 мин⁻¹, число зубьев шестерен Z = 11

Завершая обзор, можно сделать общий вывод: пульсации потока и давления в НШ существуют; применение оптимизационных методов для определения параметров НШ целесообразно совмещать в комбинации с CFD программами.

Постановка задачи. Результаты анализа показали, что разработка НШ с улучшенным рабочим процессом И выходными характеристиками продолжает оставаться актуальной проблемой. Ее решение связано не только с улучшением конструктивных решений, но и с использованием на этапе проектирования расчет и выбор параметров зубчатого зацепления на основе методов оптимизации математических моделей с последующими исследованиями влияния геометрических параметров на гидродинамику движущейся жидкости с помощью CFD программ.

Основная часть. Рассматривая на первом этапе НШ как объект многокритериальной оптимизации, в математическую модель были включены функциональные уравнения функциональные и ограничения, варьируемые параметры и их ограничения, критерии оптимальности И критериальные ограничения. Уравнения, определяющие диаметры вершин d_a и впадин d_f зубьев, с учетом DIN 3960 (Германия) включены в математическую модель.

В качестве метода многокритериальной оптимизации принят метод исследования пространства параметров, алгоритм поиска оптимальных решений которого характеризуется этапами, подробно изложенными в работах [13, 14].

Полученное в результате проведения многокритериальной оптимизации решение (табл. 1) по определению параметров НШ было использовано для построения компьютерной 3D модели насоса, которая была использована для проведения численного трехмерного моделирования потока.

Таблица 1 – Результат расчета параметров зубчатого зацепления

Sademierin							
Обозначение параметра	Мат. модель	Обозначение параметра	Мат. модель				
<i>d</i> _{<i>a</i>} , мм	55,01	h_a^*	1,17				
<i>d</i> _{<i>b</i>} , мм	37,89	<i>m</i> , мм	5				
d_{f} , мм	33,24	d_w , мм	45				
<i>d</i> , мм	40	$J\omega$, MM	0,03				
a_w , MM	45	с*	0,25				
α_{w}°	33°20′	Ζ	8				
X	0,6688	a,°	20				
X _{min}	0,627	h_f^*	1,345				

Для дальнейшего расчета в CFD программе были заданы следующие начальные и граничные условия: модель вязкой несжимаемой жидкости с расчетом уравнений скорости, давления и дополнительно добавленной моделью расчета течения в зазорах. Для частоты вращения шестерен 2400 мин⁻¹ выбрана стандартная *к-є* модель турбулентности, для частоты вращения 2 мин⁻¹ выбрана ламинарная модель движения жидкости. Рабочая жидкость – керосин.

Приведенные на рис. 5 результаты получены для частоты вращения шестерен n = 2400 мин⁻¹, давление на выходе равно $P_{\text{вых}} = 16$ МПа.

Представленные на рис. 6 результаты получены для частоты вращения шестерен n = 2400 мин⁻¹, конструктивное исполнение НШ – без разгрузки.

Представленные на рис. 7 данные получены для давления на выходе $P_{\text{вых}} = 0,1$ МПа, конструктивное исполнение НШ – без разгрузки.



Рис. 5 – Влияние наличия конструктивных разгрузочных полостей на пульсацию скорости V_x на выходе из насоса: 1 – без полостей (без разгрузки); 2 – с полостями (с разгрузкой); 3 – изменение площади S камеры





Анализ представленных в табл. 2 результатов показывает, что введение в конструкцию разгрузочных полостей дает снижение относительной величины пульсации скорости на 6,9 %; увеличение развиваемого насосом давления с 0,16 МПа до 16 МПа дало

уменьшение величины пульсации на 6,1 %; 2400 мин⁻¹ привело к росту пульсации на 4,1 %. увеличение частоты вращения шестерен от 2 мин⁻¹ до

Tuomidu = Tooyinnai puo tota neini minni myönnöädim onopootin , x							
Вариант	V _x , M/c				Относительная		
	min	max	средняя	Δ	пульсация, %		
Без разгрузки	5,5	6,37	5,935	0,87	14,7		
С разгрузкой	5,92	6,4	6,16	0,48	7,8		
16 МПа	5,5	6,3	5,9	0,8	13,6		
0,16 МПа	5,45	6,64	6,045	1,19	19,7		
2400 мин ⁻¹	5,5	6,72	6,11	1,22	20,0		
2 мин ⁻¹	0,00466	0,00545	0,005055	0,00079	15,6		

Таблица 2 – Результат расчета величины пульсации скорости V_x

Выводы. 1. Проведенный обзор публикаций показывает, что решение задач по обеспечению выполнения новых требований к шестеренным насосам внешнего зацепления осуществляется на решения многокритериальной основе залачи оптимизации. с последующим математическим, численным и/или экспериментальным моделированием.

2. На основе предложенной математической модели шестеренного насоса с учетом бокового зазора и коэффициента высоты ножки сформулирована и решена задача многокритериальной оптимизации с учетом параметрических, функциональных и критериальных ограничений.

3. Выполненное численное моделирование количественно определить позволило влияние конструктивных и эксплуатационных параметров на величину пульсации скорости V_x (подачи) на выходе Полученные шестеренного насоса. результаты численного моделирования позволяют проектировать насосы с улучшенными параметрами, создавая предпосылки для дальнейшего развития объемного гидропривода.

Список литературы: 1. Osinski P. Strength calculations of an element compensating circumferential backlash in the external gear pump / P. Osinski, G. Chruscielski // Journal of theoretical and applied mechanics. -2016. - Vol. 1, № 54. - P. 251-262. 2. Del Campo D. Pressure effects on the performance of external gear pumps under cavitation / D. del Campo, R. Castilla, G. A. Raush [et al.] // Journal of Mechanical Engineering Science. – 2014. – Vol. 228 (16). – P. 2925–2937. 3. Borghi M. External gear pump volumetric efficiency : numerical and experimental analysis / M. Borghi, B. Zardin, E. Specchia // SAE, Comvec. - Rosemont, IL, United States, 6 October 2009. 4. Michael P. An investigation of external gear pump efficiency and stribeck values / P. Michael, H. Khalid, T. Wanke // SAE. - 2012. - Doi:10.4271/2012-01-2041. 5. Osiński P. Discrete optimization of a gear pump after tooth root undercutting by means of multi-valued logic trees / P. Osiński, A. Deptula, M. A. Partyka // ACME. - 2013. - Vol. 13 (4). - P. 422-431. 6. Casoli P. Optimization of relevant design parameters of external gear pumps / P. Casoli, A. Vacca, G. L. Berta // Proceedings of the 7th JFPS. - Toyama, 15–18 September 2008. – P. 277–282. 7. Noorpoor A. R. Optimization gear oil pump in order to energy saving and environmental impact in a diesel engine / A. R. Noorpoor // IJAE. - 2013. - Vol. 3. -P. 496-507. 8. Svishchev A. V. The theoretical and experimental studies comparison of the pressure pulsation in the discharge chamber of the gear pump / A. V. Svishchev, I. P. Aistov // Procedia Engineering. - 2015. -Vol. 113. - P. 186-191. 9. Heisler A. The design of low-inertia, highspeed external gear pump/motors for hydrostatic dynamometer systems / A. Heisler, J. Moskwa, F. Fronczak // SAE. - 2009. - Doi:10.4271/2009-01-1117. 10. Osinski P. Hydraulic tests of high-performance gear pump prototype / P. Osinski // Wulfenia Journal. - 2015. - Vol. 22 (1). -Р. 458-469. 11. Лурье З. Я. Многокритериальное проектирование качающего узла шестеренного насоса внешнего зацепления

пневматика. – 2014. – № 1 (43). – С. 64–70. 12. Лурье З. Я. Численное моделирование гидродинамики рабочего процесса шестеренного внешнего зацепления / З. Я. Лурье, насоса А. И. Гасюк. В. М. Соловьев // Промислова гідравлика і пневматика. - 2014. -№2 (44). – С. 46–53. 13. Лурье З. Я. Многокритериальная оптимизация и численное моделирование рабочего процесса шестеренного насоса внешнего зацепления / З. Я. Лурье, А. И. Панченко, А. И. Гасюк [и др.] // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету. - 2014. - Т. З, вип. 14. - С. 103-127. 14. Лурье З. Я. Трехмерное численное моделирование рабочего процесса оптимального шестеренного насоса / З. Я. Лурье, А. И. Панченко, А. И. Гасюк [и др.] // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету. - 2015. - Т. 3, вип. 15. - С. 3 - ЗО. 15. Лурье З. Я. Математическая модель качающего узла шестеренного насоса внешнего зацепления как многокритериальной оптимизации / З. Я. Лурье, объекта И.В.Коваленко // Вибрации в технике и технологиях. - 2003. -№ 3 (29). – С. 9–13. **16.** Соболь И. М. Выбор оптимальных параметров в задачах со многими критериями / И. М. Соболь, Р.Б. Статников. – М. : Дрофа, 2006. – 175 с. 17. Статников Р.Б. Многокритериальное проектирование машин / Р. Б. Статников, И. Б. Матусов. - М. : Знание, 1989. - № 5. - 48 с. 18. Нуип К. Тwodimensional CFD analysis of a hydraulic gear pump / K. Hyun, M. Hazel, P. Suresh // American society Eng. - 2007. - 18 p. 19. Casoli P. A numerical model for the simulation of external gear pumps / P. Casoli, A. Vacca, G. Ranzoni // JFPS. - Tsukuba, Japan, 7-10 November 2005. 20. Stryczek J. L. Visualition research of the flow processes in the outlet chamber-outlet bridge-inlet chamber zone of gear pumps / J. Stryczek , P. Antoniak, O. Jakhno [et al.] // Archives of Civil and Mechanical Engineering. - 2014. - P.1-14.

3. Я. Лурье, А. И. Гасюк, В. М. Соловьев // Промислова гідравлика і

References: 1. Osinski, P., and G. Chruscielski. "Strength calculations of an element compensating circumferential backlash in the external gear pump." Journal of theoretical and applied mechanics 54.1 (2016): 251-262. Print. 2. Del Campo, D., et al. "Pressure effects on the performance of external gear pumps under cavitation." Journal of Mechanical Engineering Science 228.16 (2014): 2925-2937. Print. **3.** Borghi, M., B. Zardin and E. Specchia. "External gear pump volumetric efficiency: numerical and experimental analysis." *SAE*, Comvec. Rosemont, IL, United States, 2009. Print. 4. Michael, P., H. Khalid and T. Wanke. "An investigation of external gear pump efficiency and stribeck values." *SAE*. 2012. doi:10.4271/2012-01-2041. Print. 5. Osiński, P., A. Deptuła and M. A. Partyka. "Discrete optimization of a gear pump after tooth root undercutting by means of multi-valued logic trees." ACME 13.4 (2013): 422–431. Print. 6. Casoli, P., A. Vacca and G. L. Berta. "Optimization of relevant design parameters of external gear pumps." The 7th JFPS. Toyama, 15-18 September 2008. 277–282. Print. 7. Noorpoor, A. R. "Optimization gear oil pump in order to energy saving and environmental impact in a diesel engine." IJAE 3 (2013): 496-507. Print. 8. Svishchev, A. V., and I. P. Aistov. "The theoretical and experimental studies comparison of the pressure pulsation in the discharge chamber of the gear pump." Procedia Engineering 113 (2015): 186-191. Print. 9. Heisler, A., J. Moskwa and F. Fronczak. "The design of low-inertia, high-speed external gear pump/motors for hydrostatic dynamometer systems." SAE. 2009. doi:10.4271/2009-01-1117. Print. 10. Osinski, P. "Hydraulic tests of high-performance gear pump prototype." Wulfenia Journal 22.1 (2015): 458-469. Print. 11. Lurye, Z. Ya., A. I. Gasyuk and V. M. Solovyov. "Mnogokriterial'noye proyektirovaniye kachayushchego uzla shesterennogo nasosa vneshnego zatsepleniya." *Promislova gidravlika i pnevmatika* 1.43 (2014): 64–70. Print. **12.** Lurye, Z. Ya., A. I. Gasyuk and V. M. Solovyov. "Chislennoye modelirovaniye gidrodinamiki rabochego protsessa shesterennogo nasosa vneshnego zatsepleniya." *Promislova gidravlika i pnevmatika* 2.44 (2014): 46-53. Print. **13.** Lurye, Z. Ya., et al. "Mnogokriterialnaya optimizatsiya i chislennoye modelirovaniye rabochego protsessa shesterennogo nasosa vneshnego zatsepleniya". *Pratsi Tavriyskogo derzhavnogo agrotekhnologichnogo universitetu.* Vol. 14.3. 2014. 103–127. Print. **14.** Lurye, Z. Ya., et al. "Trechmernoe chislennoye modelirovaniye rabochego protsessa optimalnogo shesterennogo nasosa." *Pratsi Tavriyskogo derzhavnogo derzhavnogo agrotekhnologichnogo universitetu.* Vol. 15.3. 2015. 3–30. Print. **15.** Lurye, Z. Ya., and I. V. Kovalenko. "Matematicheskaya model kachayushchego uzla shesterennogo nasosa vneshnego zatsepleniya kak obyekta mnogokriterialnoy optimizatsii." *Vibratsii v tekhnike i*

tekhnologiyah. No. 3.29. 2003. 9–13. Print. **16.** Sobol', I. M., and R. B. Statnikov. *Vybor optimal'nykh parametrov v zadachakh so mnogimi kriteriyami*. Moscow: Drofa, 2006. Print. **17.** Statnikov, R. B., and I. B. Matusov. *Mnogokriterialnoye proyektirovaniye mashin*. Moscow: Znaniye, 1989. No. 5. Print. **18.** Hyun, K., M. Hazel and P. Suresh. "Two-dimensional CFD analysis of a hydraulic gear pump." *American society Eng.* 2007. Print. **19.** Casoli, P., A. Vacca and G. Franzoni. "A numerical model for the simulation of external gear pumps." *JFPS*. Tsukuba, Japan, 7–10 November 2005. Print. **20.** Stryczek, J., et al. "Visualition research of the flow processes in the outlet chamber-outlet bridge-inlet chamber zone of gear pumps". *Archives of Civil and Mechanical Engineering*, 2014. 1–14. Print.

Поступила (received) 20.12.2015

Лурье Зиновий Яковлевич – доктор технических наук, профессор, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», профессор кафедры «Гидравлические машины», г. Харьков; тел.: (057) 707-66-46.

Lurye Zinoviy Yakovlevich – Doctor of Technical Sciences, Full Professor, National Technical University "Kharkov Polytechnic Institute", Professor at the Department of "Hydraulic machines", Kharkov; tel.: (057) 707-66-46.

Панченко Анатолий Иванович – доктор технических наук, профессор, Таврический государственный агротехнологический университет, заведующий кафедрой мобильных энергетических средств, г. Мелитополь; тел.: (097) 554-05-00; e-mail: tia tgata@bk.ru.

Panchenko Anatoly Ivanovich – Doctor of Technical Sciences, Full Professor, Tavria State Agrotechnological University, Head at the Department of mobile power means, Melitopol; tel.: (097) 554-05-00; e-mail: tia tgata@bk.ru.

Соловьев Владимир Михайлович – кандидат технических наук, начальник сектора Государственного предприятия «Харьковское конструкторское бюро по машиностроению», г. Харьков; тел.: (057) 757-41-70.

Solovyov Volodimir Mikhaylovich – Candidate of Technical Sciences (Ph. D), Sector Chief of State Enterprise "Kharkiv machinebuilding design bureau", Kharkov; tel.: (057) 757-41-70.

Гасюк Александр Иванович – кандидат технических наук, доцент, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», доцент кафедры «Гидравлические машины», г. Харьков; тел.: (057) 707-66-46.

Gasyuk Aleksandr Ivanovich – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Docent, National Technical University "Kharkov Polytechnic Institute", Associate Professor at the Department of "Hydraulic machines", Kharkov; tel.: (057) 707-66-46.

УДК 621.225.001.4

А. И. ПАНЧЕНКО, А. А. ВОЛОШИНА, И. А. ПАНЧЕНКО

СПОСОБЫ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ РАБОЧЕЙ ЖИДКОСТИ В ПЛАНЕТАРНЫХ ГИДРОМАШИНАХ

Рассмотрены планетарные гидромашины с различными выходными характеристиками, обусловленными конструктивными особенностями их распределительных систем, а так же способы распределения рабочей жидкости в них. Представлены математический аппарат и методики определения пропускной способности торцевой, цапфенной и непосредственной распределительных систем. Предлагаются три способы распределения рабочей жидкости в гидромашинах планетарного типа: торцевое распределение, применяемое в низко-, средне- и высокооборотных гидромашинах мощностью от 7 до 33 кВт и частотой вращения выходного вала от 40 до 2500 мин⁻¹, компенсация планетарного движения которых может осуществляться с помощью внешнего зубчатого зацепления; цапфенное распределение, применяемое в средне- и высокооборотных гидромашинах мощностью от 2 до 7 кВт и частотой вращения выходного вала от 200 до 2500 мин⁻¹, компенсация планетарного движения которых может осуществляться с помощью карданной передачи; непосредственное распределение, применяемое в низкооборотных гидромашинах (гидровращателях) мощностью от 18 до 36 кВт и частотой вращения выходного вала от 0,5 до 50 мин⁻¹, с дополнительным внешним компенсирующим механизмом планетарного движения.

Ключевые слова: планетарная гидромашина, высокооборотные гидромашины, среднеоборотные гидромашины, низкооборотные гидромашины, распределительная система, торцевое распределение, цапфенное распределение, непосредственное распределение, пропускная способность, мощность, частота вращения выходного вала.

Введение. 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. На сегодняшний день, развивающийся гидропривод мобильной техники постоянно предъявляет новые требования к гидромашинам вращательного действия. Для приводов мобильной техники необходимы гидромашины мощностью свыше 7 кВт, гидромашины малой мощности от 1 до 7 кВт и гидромашины с очень большими (более 5000 Н м) крутящими моментами и очень низкими (от 0.5 мин^{-1}) частотами вращения. Самыми распространенными гидромашинами, применяемыми в силовых гидроприводах мобильной техники, являются планетарные гидромашины [1-6]. Эти гидромашины допускают форсирование по давлению, устойчиво работают в большом диапазоне частот вращения (в зависимости от кинематической схемы работы вытеснителей), обеспечивают режимы работы с высоким КПД во всем диапазоне регулирования, что позволяет получить большие пусковые моменты при работе на низких частотах вращения. Большим преимуществом этих гидромашин является непосредственно возможность установки ИХ в приводной механизм транспортеров, лебедок. битеров, мотор-колес и т. д.

При множестве различных конструктивных исполнений, планетарные гидромашины, применяемые в силовых гидроприводах мобильной техники, можно объединить по трем основным узлам, определяющим эксплуатационную эффективность этих гидромашин: силовому соединению, co специальным циклоидальным профилем вытеснителей; механизму, компенсирующему планетарное движение ротора; распределительному создающему гидравлическое механизму, поле. необходимое для работы вытеснителей [1-6]. Но, на сегодняшний день отсутствует обоснование способов распределения рабочей жидкости в гидромашинах планетарного типа.

Анализ литературных источников. Исследование причин неудовлетворительной работы планетарных гидромашин показывает, что одним из основных узлов, лимитирующих эффективность работы планетарных гидромашин, является распределительная система, представляющая собой устройство для подачи рабочей жидкости в рабочие камеры в строго определенной последовательности, зависящей от положения ротора в рабочей полости и слива. характеристикой Основной ee любой распределительной системы является ее пропускная способность (расход жидкости), т.е. площадь проходного сечения. Площадь проходного сечения зависит от площадей перекрытия окон золотника окнами распределителя, которая в свою очередь зависит от геометрических параметров и количества окон распределителя и золотника, а также от их формы.

Анализ конструктивных особенностей гидромашин планетарного типа показал. что распределение рабочей жидкости в них может быть торцевым путем вращающегося или неподвижного торцевого распределителя, при помощи цапфенного распределителя И непосредственным, когда распределение жидкости осуществляется непосредственно самим ротором [7-23].

От конструкции и исполнения распределительного устройства зависят такие параметры гидромашины, как гидравлический и объемный КПД, максимальное и минимальное число оборотов, расход рабочей жидкости, а также пропускная способность гидромашины.

Постановка задачи. Проведенные исследования позволили выявить особенности изменения выходных характеристик гидромашин планетарного типа в зависимости от способа распределения рабочей жидкости. Для более рационального использования планетарных гидромашин привода активных рабочих органов мобильной техники, необходимо исследовать влияние способа распределения рабочей жидкости на

© А. И. Панченко, А. А. Волошина, И. А. Панченко, 2016

эффективность их работы. Улучшения эффективности работы гидравлических машин планетарного типа можно достичь путем исследования существующих способов распределения рабочей жидкости в зависимости от конструкции и исполнения распределительных устройств, что на сегодняшний день является актуальной задачей.

Результаты исследований. Развиваюшийся гидропривод мобильной техники постоянно предъявляет новые требования к гидромашинам вращательного действия. Для приводов мобильной техники необходимы гидромашины мощностью свыше 7 кВт, гидромашины малой мощности от 2 до 7 кВт и гидромашины с очень большими (более 5000 Н·м) крутящими моментами и очень низкими (от 0,5 мин⁻¹) частотами вращения. Таким требованиям удовлетворяют гидромашины с планетарным движением вытеснителей, компенсирование движения которых осуществляется с помощью внешнего зубчатого зацепления (рис. 1, а), карданной передачи дополнительного внешнего (рис. 1, б) И компенсирующего механизма (рис. 1, в).



Рис. 1 – Гидромашины планетарного типа: *a* – с торцевым распределением рабочей жидкости; *б* – с цапфенным распределением рабочей жидкости; *в* – с непосредственным распределением рабочей жидкости

Методика определения пропускной способности торцевой распределительной системы. Торцевое распределение рабочей жидкости

(рис. 2) применяется: – в низкооборотных гидромашинах с частотой вращения выходного вала 40–50 мин⁻¹;

 в среднеоборотных гидромашинах с частотой вращения выходного вала 50–500 мин⁻¹;

– в высокооборотных гидромашинах с частотой вращения выходного вала 500–1500 мин⁻¹.

Торцевое распределение (рис. 2) представляет собой прилегающие поверхности подвижного распределителя 2 и неподвижного золотника 1, на которых выполнены распределительные окна одинаковой формы и размера (рис. 3).

Корпус гидромотора (рис. 2) изображен прозрачным, в нем есть входное отверстие, через которое подается рабочая жидкость под давлением и выходное отверстие, через которое рабочая жидкость сливается. При работе планетарного гидромотора распределитель 2 вращается, а золотник 1 остается неподвижным. Рабочая жидкость под давлением – зона нагнетания 5 – движется по кольцевым каналам 4 и радиальным отверстиям, выполненным в кольцевых каналах 4 золотника 1 к окнам нагнетания 7 золотника которые соединяются с распределительными 1. окнами распределителя 2 и попадает в рабочие камеры, образованные зубчатыми поверхностями охватывающего 7 и охватываемого 8 вытеснителей, а затем при врашении распределителя зона нагнетания 5 сменяется зоной слива 6 и жидкость идет на слив, т. е. гидравлическое поле перемещается. В зависимости от фаз работы распределительной системы направление движения рабочей жидкости по этим каналам, отверстиям и окнам меняется в ту или иную сторону, жидкость попадает в рабочие камеры или вытесняется из них.



Рис. 2 – Принцип работы торцевого распределения рабочей жидкости: 1 – золотник; 2 – распределитель;
3 – распределительные окна; 4 – кольцевые каналы;
5 – зона нагнетания; 6 – зона слива; 7 – охватывающий

вытеснитель; 8 – охватываемый вытеснитель



Рис. 3 – Расчетная схема определения геометрических параметров торцевой распределительной системы (распределителя и золотника) гидромотора планетарного типа ПРГ-33, ПРГ-22, ПРГ-11, ПРГ-8

С целью увеличения пропускной способности торцевой распределительной системы необходимо определить геометрические параметры элементов торцевой распределительной системы (рис. 3) [22, 24, 25]:

1. Зная количество рабочих окон распределителя Z_1 и золотника Z_2 : $Z_2 = 2Z_1 + 2$, определяются углы:

между окнами распределителя и золотника:

$$\alpha = \frac{2\pi}{Z_1}, \ \beta = \frac{2\pi}{Z_2}; \tag{1}$$

- расположения первого окна распределителя

$$\alpha_1(t) = \int \omega_{e.M} dt ; \qquad (2)$$

 – расположения последующих окон распределителя будут равны:

$$\alpha_2(t) = \alpha_1(t) + \alpha, \dots, \alpha_i(t) = \alpha_{i-1}(t) + \alpha, \quad (3)$$

причем считаем нечетные окна распределителя рабочими, текущие углы расположения которых

равны $\alpha_{pa\bar{o},i} = 2 \frac{2\pi}{Z_1} (i-1)$, а четные – разгрузочными,

текущие углы расположения которых равны $\alpha_{pasep.i} = 2 \frac{2\pi}{Z_1} (i-1) + \frac{2\pi}{Z_1};$ дополнительные

разгрузочные окна используются для увеличения пропускной способности торцевой распределительной системы, их количество и углы расположения определяются согласно методикам [9, 10];

- расположения текущих окон золотника:

$$\beta_2 = \beta_1 + \beta, ..., \ \beta_i = \beta_{i-1} + \beta,$$
 (4)

причем считаем нечетные окна золотника окнами нагнетания, текущие углы расположения которых

равны $\beta_{_{HacH,i}} = 2\frac{2\pi}{Z_2}(i-1) + \frac{\pi}{Z_2}$, а четные – окнами

слива, текущие углы расположения которых равны

$$\beta_{cn.i} = 2\frac{2\pi}{Z_2}(i-1) + \frac{3\pi}{Z_2};$$

 перекрытия окна распределителя с окнами нагнетания золотника:

$$\sigma_{i}(t) = \left| \beta_{_{HaZH_{i}}} - \alpha_{_{pa\delta_{i}}}(t) \right| \sigma_{i}(t) = \left| \beta_{_{HaZH_{i}}} - \alpha_{_{pa3ZP_{i}}}(t) \right|;$$
(5)

перекрытия окна распределителя с окнами слива золотника:

$$\sigma_{i}(t) = \left| \beta_{c_{\eta_{i}}} - \alpha_{pa\delta_{i}}(t) \right| \sigma_{i}(t) = \left| \beta_{c_{\eta_{i}}} - \alpha_{pasep_{i}}(t) \right|,$$
(6)

причем должно выполняться условие $\sigma_i \leq \frac{\beta}{2} - \Delta$,

иначе окна не будут перекрываться;

 ограничивающие геометрические параметры распределительных окон:

$$\varepsilon = \frac{\pi}{Z_2} - \Delta; \qquad (7)$$

 перекрытия окон золотника окнами распределителя:

$$\gamma_i(t) = \varepsilon - \sigma_i(t) . \tag{8}$$

2. Зная внутренние R_1^0 и внешние радиусы R_2^0 распределителя и золотника, обусловленные конструктивными особенностями планетарных гидромашин данного типа, определяется пропускная способность торцевой распределительной системы:

$$S_{n.c_{i}} = \sum S_{i},$$

$$S_{i}(t) = \sum_{i=1}^{Z} \left(\frac{\pi}{Z_{2}} - \Delta - \left| \beta_{i} - \alpha_{i}(t) \right| \right) \cdot \frac{\left(R_{2}^{02} - R_{1}^{02} \right)}{2},$$
 (9)

при выполнении условия $\alpha_1(t) \le 2\pi$, если же $\alpha_1(t) > 2\pi$, то $\alpha_1(t) = \alpha_1(t) - 2\pi$.

Таким образом, торцевое распределение рабочей жидкости применяется в планетарных гидромашинах мощностью от 7 до 33 кВт (рис. 1, a) с частотой вращения выходного вала от 40 до 1500 мин⁻¹ [7–14].

Методика определения пропускной способности цапфенной распределительной системы. Цапфенное распределение рабочей жидкости (рис. 4) применяется:

в среднеоборотных гидромашинах с частотой вращения выходного вала 200–500 мин⁻¹;

 в высокооборотных гидромашинах с частотой вращения выходного вала 500–2500 мин⁻¹.



Рис. 4 – Принцип работы цапфенного распределения рабочей жидкости: 1 – корпус; 2 – входное отверстие; 3 – выходное отверстие; 4 – пазы нагнетания; 5 – пазы слива; 6 – вал; 7 – радиальные отверстия; 8 – торцевые отверстия; 9 – рабочие камеры; 10 – охватывающий вытеснитель; 11 – охватываемый вытеснитель

Цапфенное распределенное устройство (рис. 4) представляет собой вал 6, с выполненными на нем проточками (пазами) нагнетания 4 и слива 5, который установлен в корпусе 1, с выполненными в нем радиальными 7 и торцевыми 8 отверстиями (рис. 5).

В корпусе 1 (рис. 4) гидромотора имеется входное отверстие 2, через которое подается рабочая жидкость под давлением и выходное отверстие 3, через которое рабочая жидкость сливается. Жидкость под давление поступает в пазы нагнетания 4, выполненные на валу 6. Условимся, что вал 6 с нарезанными на нем пазами 4, 5 вращается, а корпус 1 с отверстиями 7 – неподвижен. Далее при вращении вала 6 пазы нагнетания 4 соединяются с радиальными отверстиями 7, выполненными в корпусе 1, и рабочая жидкость попадает в них. Из радиальных отверстий 7, которые соединены с торцевыми отверстиями 8 жидкость попадает в рабочие камеры 9 (красный цвет), образованные охватывающим 10 и охватываемым 11 вытеснителями, и вытесняется из них (синий цвет). Гидравлическое поле (зона нагнетания и зона слива) движется в сторону противоположную вращению вала 6.

Цапфенное распределение (рис. 5) представляет собой прилегающие поверхности подвижного вала, с выполненными на нем проточками нагнетания и слива и неподвижного корпуса, в котором выполнены радиальные и торцевые отверстия одинаковой формы и размера.



Рис. 5 – Расчетная схема определения геометрических параметров цапфенной распределительной системы (вала и корпуса) гидромотора планетарного типа ПРГ-7, ПРГ-2: *а* – разрез вала; *б* – развертка вала

С целью увеличения пропускной способности цапфенной распределительной системы необходимо определить геометрические параметры элементов цапфенной распределительной системы (рис. 5)

[15, 16]:
 1. Зная количество рабочих окон распределителя
 Z₁ и золотника Z₂ по аналогии с торцевым распределением рабочей жидкости, определяются углы:

– расположения первого рабочего окна распределителя α_1 :

$$\alpha_1(t) = \int \omega_{\text{e.m}} dt ; \qquad (10)$$

– расположения текущих окон распределителя:

$$\alpha_{2}(t) = \alpha_{1}(t) + \alpha, ..., \alpha_{i}(t) = \alpha_{i-1}(t) + \alpha,$$
 (11)

– расположения первого рабочего окна золотника β_1 :

Гідравлічні машини та гідроагрегати

$$\beta_1 = \frac{\pi}{Z_2}; \qquad (12)$$

- расположения текущих окон золотника:

$$\beta_2 = \beta_1 + \beta, ..., \beta_i = \beta_{i-1} + \beta,$$
 (13)

причем считаем нечетные окна золотника окнами нагнетания, текущие углы расположения которых равны $\beta_{_{насн,i}} = 2 \frac{2\pi R}{Z_2} (i-1) + \frac{\pi R}{Z_2}$, а четные – окнами слива, текущие углы расположения которых равны $\beta_{_{cr,i}} = 2 \frac{2\pi R}{Z_2} (i-1) + \frac{3\pi R}{Z_2}$;

 перекрытия окна распределителя с окнами нагнетания и слива золотника:

$$\sigma_{i}(t) = \left| \beta_{_{hazh_{i}}} - \alpha_{i}(t) \right| ;$$

$$\sigma_{i}(t) = \left| \beta_{_{cn_{i}}} - \alpha_{i}(t) \right| ;$$
(14)

причем должно выполняться условие $\sigma_i \leq \frac{\beta}{2} - \Delta$,

иначе окна не будут перекрываться; — раствора окон распределителя и золотника:

$$\varepsilon = \frac{\pi}{Z_2} - \Delta \,. \tag{15}$$

2. Зная радиус *R* расположения распределительных окон, определяются радиусы окон распределителя и золотника:

$$r = R \cdot \sin \frac{\varepsilon}{2}.$$
 (16)

3. Зная радиусы окон распределителя и золотника *r*, определяется пропускная способность цапфенной распределительной системы:

$$S_{n.c_{i}} = \sum S_{i},$$

$$S_{i} = \frac{r^{2}}{4} \cdot \left[4 \arccos\left(\frac{R}{r} \cdot \sin\frac{\sigma_{i}}{2}\right) - 2 \sin\left[2 \arccos\left(\frac{R}{r} \cdot \sin\frac{\sigma_{i}}{2}\right)\right] + (17) + 2 \arccos\left(\frac{R}{r_{1}} \cdot \sin\left(\sigma_{i} - \frac{\varepsilon}{2}\right)\right) - \sin\left[2 \arccos\left(\frac{R}{r} \cdot \sin\left(\sigma_{i} - \frac{\varepsilon}{2}\right)\right)\right] - \sin\left[2 \arccos\left(\frac{R}{r} \cdot \sin\left(\sigma_{i} - \frac{\varepsilon}{2}\right)\right)\right] \right].$$

Таким образом, цапфенное распределение рабочей жидкости применяется в планетарных гидромашинах мощностью от 2 до 7 кВт (рис. 1, δ) с частотой вращения выходного вала от 200 до 2500 мин⁻¹ [15, 16].

Методика определения пропускной способности непосредственной распределительной системы. Непосредственное распределение рабочей жидкости (рис. 6) применяется в низкооборотных гидромашинах (гидровращателях) с частотой вращения выходного вала 0,5–50 мин⁻¹.

Рабочая жидкость (рис. 6) под давлением подается во входное отверстие 5, а сливается через выходное отверстие 6.



Рис. 6 – Принцип работы непосредственного распределения рабочей жидкости: 1 – правая крышка; 2 – левая крышка;
3 – направляющая; 4 – шестерня; 5 – входное отверстие;
6 – выходное отверстие; 7 – кольцевой канал;
8 – аксиальные отверстия; 9 – распределительные окна;
10 – рабочие камеры; 11 – ролики; 12 – окна нагнетания;
13 – окна слива

Из входного отверстия рабочая жидкость под давлением поступает в кольцевой канал 7. выполненный в правой крышке 1, и от него одновременно - в аксиальные отверстия 8, откуда через перепускной канал в направляющей 3, поступает в аксиальные отверстия, выполненные в левой крышке 2. Дальше жидкость через отверстия 9, выполненные на торцевых поверхностях шестерни 4, поступает в рабочие камеры 10, которые образованы внутренней поверхностью направляющей 3 (охватывающего вытеснителя) с роликами 11 и внешней поверхностью шестерни 4 (охватываемого вытеснителя). Под действием давления жидкости направляющая 3 начинает обкатываться по шестерне 4, одновременно сообщая ей вращательное движение. Характерное (плоскопараллельное с вращением) движение шестерни 4 относительно торцевых поверхностей золотникового устройства перемещение отверстий обуславливает 9 выполненных на торцевых поверхностях шестерни 4 (распределительное устройство) торцевой по поверхности крышек 1 и 2, в которых выполнены отверстия нагнетания 12 и слива 13 золотникового устройства. Все это и представляет собой непосредственное распределение.

Непосредственное распределение представляет собой (рис. 7) прилегающие поверхности подвижного распределительного устройства (шестерни) и неподвижного золотникового устройства (крышки), на которых выполнены распределительные окна одинаковой формы и размера.

С целью увеличения пропускной способности непосредственной распределительной системы необходимо определить геометрические параметры элементов непосредственной распределительной системы (рис. 7) [22, 24, 25]:

1. Зная радиус R_{u} расположения центров зубьев шестерни, определяется радиус R_{u}^{0} расположения

распределительных окон:

$$R_{u}^{0} = R_{u} - r_{p} . \tag{18}$$

2. Радиусы r_p распределительных окон шестерни

и r_{μ} окон нагнетания и r_{cn} слива золотника выбираются так, чтобы выполнялось условие $M'_i \ge r_p + r_{\kappa p} + 0,02$ для разграничения зоны нагнетания и слива.

3. Зная количество зубьев Z_{uu} шестерни, и соответственно, количество распределительных окон $Z_{uu} = Z_p$ шестерни, а также количество зубьев Z_{nanp} направляющей, и соответственно, количество окон $Z_{nanp} = Z_n$ нагнетания и $Z_{nanp} = Z_{cr}$ слива крышки определяются углы расположения:

– распределительных окон шестерни:

$$\alpha_i = \frac{2\pi}{Z_p} (i-1); \qquad (19)$$

– окон нагнетания и слива крышки:

$$\beta_{\mu_{i}} = \beta_{1} + \frac{2\pi}{Z_{\mu}} \cdot (i-1); \ \beta_{c_{\pi_{i}}} = \frac{2\pi}{Z_{c_{\pi}}} \cdot (i-1) - \beta_{1} \cdot (20)$$

4. Зная радиус R_{u}^{0} расположения распределительных окон шестерни, определяется радиус $R_{\kappa p}$ расположения окон нагнетания и слива крышки:

$$R_{\kappa p} = \sqrt{R_{\omega}^{0\,2} - 2R_{\omega}^{0} \cdot \cos\left(\pi - \alpha_{i}\right) \cdot e + e^{2}} \quad (21)$$

5. Определив геометрические параметры элементов распределительной системы, определяется ее пропускная способность:

$$S_{n.c_{i}} = \sum S_{i},$$

$$S_{i} = \frac{r_{p}^{2}}{2} \left(\varphi_{1i} - \sin \varphi_{1i} \right) + \frac{r_{kp}^{2}}{2} \left(\varphi_{2i} - \sin \varphi_{2i} \right),$$

$$\varphi_{1i} = 2 \arccos \left(\frac{M_{i}^{2} + r_{p}^{2} - r_{kp}^{2}}{2M_{i} \cdot r_{p}} \right),$$

$$\varphi_{2i} = 2 \arcsin \left(\frac{r_{p}}{r_{kp}} \cdot \sin \frac{\varphi_{1i}}{2} \right),$$
(22)

где M_i – межцентровое расстояние между окнами распределительного и золотникового устройств, находящихся в перекрытии, зависящее от четверти расположения окон распределительного и золотникового устройств; причем должно выполняться условие $0 \le M_1 \le |r_p + r_{sp}|$, иначе окна перекрываться не будут [24].

Межцентровое расстояние между окнами распределительного и окнами нагнетания золотникового устройств определяется в зависимости от четверти, в которой расположены перекрывающиеся окна, из выражения [25]:

$$M_{i} = \sqrt{A_{i}^{2} \pm B_{i}^{2}},$$

$$A_{i} = R_{ui}^{0} \cdot \cos \alpha_{i} C R_{\kappa p} \cdot \cos \beta_{u_{i}} C e_{i}; \quad (23)$$

$$B_{i} = R_{ui}^{0} \cdot \sin \alpha_{i} C R_{\kappa p} \cdot \sin \beta_{u_{i}}.$$



Рис. 7 – Расчетная схема определения геометрических параметров непосредственной распределительной системы (крышек и шестерни) гидровращателя планетарного типа ГВП-18, ГВП-36

Таким образом, непосредственное распределение рабочей жидкости [17–23] применяется в высокомоментных низкооборотных гидромашинах (гидровращателях) мощностью от 18 до 36 кВт (рис. 1, e) с частотой вращения выходного вала от 0,5 до 50 мин⁻¹.

Выводы. В результате проведенных исследований обоснованы способы распределения рабочей жидкости в планетарных гидромашинах, с учетом их конструктивных особенностей, на основе разработанного математического аппарата алгоритма определения пропускной способности торцевой, цапфенной И непосредственной распределительных систем.

Анализ проведенных исследований показал, что для повышения эффективности работы гидромашин планетарного типа, в зависимости ОТ ИХ конструктивных и функциональных особенностей, целесообразно использовать следующие способы распределения рабочей жидкости: торцевое распределение – в низко-, средне- и высокооборотных гидромашинах мощностью от 7 до 33 кВт и с частотой вращения выходного вала от 40 до 2500 мин^{-1} ; цапфенное распределение в средне-_ И высокооборотных гидромашинах мощностью от 2 до 7 кВт и с частотой вращения выходного вала от 200 до 2500 мин⁻¹; непосредственное распределение – в низкооборотных гидромашинах (гидровращателях) мощностью от 18 до 36 кВт и с частотой вращения выходного вала от 0,5 до 50 мин-

Рассмотренные планетарные гидромашины предназначены для гидрофикации приводов активных рабочих органов сельскохозяйственной, строительной, дорожной и др. мобильной техники, и способны обеспечить частоту вращения рабочего органа в диапазоне от 0,5 до 6000 мин⁻¹, при изменении мощности от 2 кВт до 36 кВт.

Список литературы: 1. Панченко А. И. Перспективи гідрофікації мобільної сільськогосподарської техніки / А. И. Панченко,

А. А. Волошина, О. Ю. Золотарьов [та ін.] // Промислова гідравліка і пневматика, 2003. – № 1. – С. 71–74. 2. Панченко А. И. Основные направления гидрофикации мобильной техники / А. И. Панченко, А. А. Волошина, Ю. П. Обернихин // Праці ТДАТУ. – Мелітополь, 2013. - Т. 6, вип. 13. - С. 3-19. 3. Панченко А. И. Конструктивные особенности и принцип работы гидромашин с циклоидальной формой вытеснителей / А. И. Панченко, А. А. Волошина Промислова гідравліка і пневматика, 2010. – № 3 (29). – С. 57-69. 4. Волошина А. А. Классификация планетарных гидромашин, применяемых в силовых гидроприводах мобильной техники / А. А. Волошина // Праці ТДАТУ. – Мелітополь, 2011. – Т. 1, вип. 11. - С. 67-85. 5. 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. <http://nauka.tsatu.edu.ua/e-journals-Режим доступа tdatu/pdf3t1/13vaaumm.pdf>. – Дата обращения : 5 января 2015. 6. Панченко А. И. Разработка планетарных гидромоторов для силовых гидроприводов мобильной техники / А. И. Панченко, А. А. Волошина, И. А. Панченко // MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture. - Lublin - Rzeszow, 2015. -Vol. 17, № 9. – Р. 29–36. **7.** Панченко А. И. Изменение геометрических параметров распределительной системы при работе планетарной гидромашины / А. И. Панченко, А. А. Волошина, С. В. Кюрчев // Труды ТГАТА. – Мелитополь, 1998. – Т. 4, вып. 2. – С. 61-65. 8. Панченко А. И. Исследование влияния изменения конструктивных параметров распределительных систем на планетарного характеристики выхолные гилромотора А. И. Панченко, А. А. Волошина, И. И. Милаева // Праці ТДАТА. -Мелітополь, 2006. – Вип. 37. – С. 72–82. 9. Панченко А. И. Методика увеличения пропускной способности распределительных систем планетарных гидромашин / А. И. Панченко, В. Н. Кюрчев, *А. А Волошина [и др.] //* Праці ТДАТА. – Мелітополь, 2000. – Т. 15, вип. 1. – С. 31–39. 10. Волошина А. А. Оптимізація параметрів торцової розподільної системи з додатковими розвантажувальними вікнами / А. А. Волошина // Праці ТДАТА. - Мелітополь, 2000. -Т. 17, вип. 2. – С. 88–94. 11. Панченко А. И. Дослідження впливу зміни пропускної здатності розподільних систем на вихідні характеристики планетарного гідромотора / А. И. Панченко, В. Н. Кюрчев, А. А. Волошина // Праці ТДАТА. – Мелітополь, 2006. - Вип. 37. - С. 10-19. 12. Панченко А. И. Исследование влияния геометрических параметров распределительных систем на функциональные параметры планетарных гидромоторов А. И. Панченко, А. А. Волошина, И. И. Милаева [и др.] // Праці ТДАТА. – Мелітополь, 2006. – Вип. 38. C. 45–55. 13. Волошина А. А. Исследование влияния формы окон торцевой распределительной системы на выходные характеристики планетарных гидромашин / А. А. Волошина, В. М. Верещага, В. В. Тарасенко [и др.] // Науковий вісник ТДАТУ. – Мелітополь, Т. 3, вип. 1. – С. 177–185. Режим доступа 2011 <http://nauka.tsatu.edu.ua/e-journals-tdatu/pdf1t3/11VAAPHM.pdf>. Дата обращения : 5 января 2015. 14. Панченко А. И. Математическая модель торцевой распределительной системы с цилиндрическими окнами / А. И. Панченко, А. А. Волошина, Д. С. Титов [и др.] // Праці ТДАТУ. - Мелітополь, 2011. - Т. 1, вип. 11. - С. 11-22. 15. Волошина А. А. Обоснование геометрических параметров цапфенных распределителей гидромашин / А. А. Волошина, В. Н. Кюрчев, П. В. Обернихин [и др.] // Труды ТГАТА. Мелитополь, 1999. - Т.9, вып. 2. - С. 81-85. 16. Панченко А. И. путей улучшения выходных характеристик Обоснование планетарных гидромашин малой мощности / А. И. Панченко, А. А. Волошина, А. А. Зуев [и др.] // Праці ТДАТУ. – Мелітополь, 2012. - Т. 3, вип. 12. - С. 15-27. 17. Панченко А. И. Конструктивные особенности и принцип работы гидровращателей планетарного типа / А. И. Панченко, А. А. Волошина, Н. П. Кольцов [и др.] // Праці ТДАТУ. – Мелітополь, 2012. – Т. 3, вип. 12. – С. 174–184. 18. Волошина А. А. Долслідження ККД гідравлічних обертачів планетарного типу / А. А. Волошина // Праці ТДАТУ. – Мелітополь, 2014. - Т. 4, вип. 14. - С. 51-58. 19. Панченко А. И. Обоснование путей улучшения выходных характеристик гидровращателей планетарного типа / А. И. Панченко, А. А. Волошина, И. И. Милаева [и др.] // Праці ТДАТУ. – Мелітополь, 2009. – Т. 5, вип. 9. – С. 68-74. 20. Волошина А. А. Обоснование величины зазоров между элементами вытеснительной и распределительной систем гидровращателя планетарного типа / А. А. Волошина // Наукові НУБіП праці Південного філіалу України «Кримський

агротехнологічний університет». Cep.: Технічні науки. – C. 203–212. 2013. 21. Панченко А. И. Сімферополь Математическая модель рабочих процессов распределительной системы гидровращателя планетарного типа / А. И. Панченко, А. А. Волошина, И. А. Панченко [и др.] // Вісник НТУ «ХПІ». Сер.: Гідравлічні машини та гідроагрегати. - Х.: НТУ «ХПІ», 2015. -№ 45 (1154) – С. 53–59. 22. Панченко А. И. Математическая модель рабочих процессов гидравлического вращателя планетарного типа в составе гидроагрегата / А. И. Панченко, А. А. Волошина, И. А. Панченко // Промислова гідравліка і пневматика, 2014. -№ 1 (43). – С. 71-82. 23. Панченко А. И. Математическая модель высокомоментного гидромотора с упруго-инерционной нагрузкой / А. И. Панченко, А. А. Волошина, А. И. Засядько // MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture, 2014. -Vol. 16, Nº 5. P. 293-298. **24.** Панченко А. И. Метолика распределительных проектирования элементов систем гидровращателей планетарного типа / А. И. Панченко, А. А. Волошина, А. И. Засядько // Праці ТДАТУ. – Мелітополь, 2013. -T. 6. вип. 13. С. 82–101. 25. Панченко А. И. Методологические основы проектирования гидравлических вращателей планетарного типа / А. И. Панченко, А. А. Волошина, И. А. Панченко // MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture, 2014. - Vol. 16, № 3. - P. 179-186.

References: 1. Panchenko, A. I., et al. "Perspektivi gidrofikatsii mobil'noi sil's'kogospodars'koi tekhniki." *Promislova gidravlika i* 71-74. Print 2. Panchenko, A. I., pnevmatika. No. 1. 2003. A. A. Voloshina and Yu. P. Obernikhin. "Osnovnyye napravleniya gidrofikatsii mobil'noy tekhniki." Prací TSATU. Melitopol, 2013. No. 13.6. 3-19. Print. 3. Panchenko, A. I., and A. A. Voloshina "Konstruktivnyye osobennosti i printsip raboty gidromashin s tsikloidal'noy formoy vytesniteley." *Promislova gidravlika i pnevmatika*. No. 3.29. 2010. 57-69. Print. 4. Voloshina, A. A. "Klassifikatsiya planetarnykh gidromashin, primenyayemykh v silovykh gidroprivodakh mobil'noy tekhniki." Prací TSATU. Melitopol, 2011. No. 11.1. 67-85. Print. 5. Voloshina, A. A. "Konstruktivnyye osobennosti gidromashin planetarnogo tipa, primenyayemykh v gidroagregatakh mobil'noy tekhniki." Naukoviy vísnik TSATU. Melitopol, 2013. No. 3.1. 65-86. 2015 <http://nauka.tsatu.edu.ua/e-journals-Web. 5 January tdatu/pdf3t1/13vaaumm.pdf>. 6. Panchenko, A. I., A. A. Voloshina and I. A. Panchenko. "Razrabotka planetarnykh gidromotorov dlya silovykh gidroprivodov mobil'noy tekhniki." MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture. No. 17.9. 2015. 29-36. Print. 7. Panchenko, A. I., A. A. Voloshina and S. V. Kyurchev. "Izmeneniye geometricheskikh parametrov raspredelitel'noy sistemy pri rabote planetarnoy gidromashiny." Trudy TGATA. Melitopol, 1998. No. 2.4. 61-65. Print. 8. Panchenko, A. I., A. A. Voloshina and I. I. Milayeva. "Issledovaniye vliyaniya izmeneniya konstruktivnykh parametrov raspredelitel'nykh sistem na vykhodnyye kharakteristiki planetarnogo gidromotora." Prací TDATA. Melitopol, 2006. No. 37. 72-82. Print. 9. Panchenko, A. I., et al. "Metodika uvelicheniya propusknoy sposobnosti raspredelitel'nykh sistem planetarnykh gidromashin." *Praci TDATA*. Melitopol, 2000. No. 1.15. 31–39. Print. planetarnykh 10. Voloshina, A. A. "Optimízatsíva parametrív tortsovoľ rozpodíl'noľ sistemi z dodatkovimi rozvantazhuval'nimi víknami." Prací TDATA. –

Melitopol, 2000. No. 21.17. 88-94. Print. 11. Panchenko, A. I., V. N. Kvurchev and A. A. Voloshina. "Doslídzhennva vplivu zmíni propusknoï zdatností rozpodíl'nikh sistem na vikhídní kharakteristiki planetarnogo gídromotora." Prací TDATA. Melitopol, 2006. No. 37. 10-19. Print. 12. Panchenko, A. I., et al. "Issledovaniye vliyaniya geometricheskikh parametrov raspredelitel'nykh sistem na funktsional'nyye parametry planetarnykh gidromotorov." Prací TDATA. Melitopol, 2006. No. 38. 45-55. Print. 13. Voloshina, A. A., et al. "Issledovanie vlijanija formy okon torcevoj raspredelitel'noj sistemy na vyhodnye harakteristiki planetarnyh gidromashin." Naukovij visnik TSATU. Melitopol, 2011. No. 3.1. 177–185. Web. 5 January 2015 <http:// nauka.tsatu.edu.ua / e-journals-tdatu / pdf1t3 /11VAAPHM.pdf>. 14. Panchenko, A. I., et al. "Matematicheskaya model' tortsevoy raspredelitel'noy sistemy s tsilindricheskimi oknami." Prací TSATU. Melitopol, 2011. No. 11.1. 11-22. Print. 15. Voloshina, A. A., et al. geometricheskikh "Obosnovanive parametrov tsapfennykh raspredeliteley gidromashin." Trudy TGATA. Melitopol, 1999. No. 2.9. "Obosnovaniye putey 81-85. Print. 16. Panchenko, A. I., et al. uluchsheniya vykhodnykh kharakteristik planetarnykh gidromashin maloy moshchnosti." Prací TSATU. Melitopol, 2012. No.12. 3. 15-27. Print. 17. Panchenko, A. I., et al. "Konstruktivnyye osobennosti i printsip raboty gidrovrashchateley planetarnogo tipa." Prací TSATU. Melitopol, 2012. No. 12.3. 174-184. Print. 18. Voloshina, A. A. "Dolslídzhennya KKD gídravlíchnikh obertachív planetarnogo tipu." Prací TSATU. Melitopol, 2014. No. 14.4. 51-58. Print. 19. Panchenko, A. I., et al. "Obosnovaniye putey uluchsheniya vykhodnykh kharakteristik gidrovrashchateley planetarnogo tipa." Prací TSATU. Melitopol, 2009. No. 9.5. 68-74. Print. 20. Voloshina, A. A. "Obosnovaniye velichiny zazorov mezhdu elementami vytesnitel'noy i raspredelitel'noy sistem gidrovrashchatelya planetarnogo tipa." Naukoví pratsí Pívdennogo filíalu NUBíP Ukralni "Krims'kiy agrotekhnologíchniy uníversitet". Ser.: Tekhníchní nauki. Simferopol, 2013. 203-212. Print 21. Panchenko, A. I., et al. "Matematicheskaya model' rabochikh protsessov raspredelitel'noy sistemy gidrovrashchatelya planetarnogo tipa." Vísnyk NTU "KhPÍ". Ser.: Gídravlíchní mashini ta gídroagregati. No. 45 (1154). Kharkiv: NTU "KhPÍ", 2015. 53-59. Print. A. A. Voloshina 22. Panchenko, A. I., and I. A. Panchenko. "Matematicheskaya model' rabochikh protsessov gidravlicheskogo vrashchatelya planetarnogo tipa v sostave gidroagregata." Promislova gídravlíka 71-82 *i pnevmatika*, No. 1.43. 2014. Print A. A. Voloshina 23. Panchenko, A. I., and A. I. Zasyad'ko. "Matematicheskaya model' vysokomomentnogo gidromotora s uprugoinertsionnoy nagruzkoy." MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture. No. 16.5. 2014. 293-298. Print. 24. Panchenko, A. I., A. A. Voloshina and A. I. Zasyad'ko. "Metodika proektirovaniya elementov raspredelitel'nykh sistem gidrovrashchateley planetarnogo tipa." Prací TSATU. Melitopol, 2013. No. 13.6. 82-101. Print. 25. Panchenko, A. I., A. A. Voloshina and I. A. Panchenko. "Metodologicheskiye osnovy proyektirovaniya gidravlicheskikh vrashchateley planetarnogo tipa." MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture. No. 16.3. 2014. 179-186. Print

Поступила (received) 04.11.15

Панченко Анатолий Иванович – доктор технических наук, профессор, Таврический государственный агротехнологический университет, заведующий кафедрой мобильных энергетических средств, г. Мелитополь; тел.: (097) 55-40-500; e-mail: tia tgata@bk.ru.

Panchenko Anatoly Ivanovich – Doctor of Technical Sciences, Full Professor, Tavria State Agrotechnological University, Head at the Department of mobile power means, Melitopol; tel.: (097) 55-40-500; e-mail: tia_tgata@bk.ru.

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: voloshinaa2012@gmail.com.

Voloshina Angela Anatolievna – Doctor of Technical Sciences, Full Professor, Tavria State Agrotechnological University, Professor at the Department of mobile power means, Melitopol; tel.: (097) 526-26-03; e-mail: voloshinaa2012@gmail.com.

Панченко Игорь Анатольевич – ассистент, Таврический государственный агротехнологический университет, ассистент кафедры мобильных энергетических средств, г. Мелитополь; тел.: (096) 121-40-87; e-mail: tia_tgata@bk.ru.

Panchenko Igor Anatolievich – Tavria State Agrotechnological University, Assistant at the Department of mobile power means, Melitopol; tel.: (096) 121-40-87; e-mail: tia_tgata@bk.ru.

V. E. DRANKOVSKIY, K. S. REZVAYA, E. S. KRUPA

CALCULATING THREE-DIMENSIONAL FLUID FLOW IN THE SPIRAL CASING OF THE REVERSIBLE HYDRAULIC MACHINE IN TURBINE MODE

One of the stages of a numerical research of water passage of the reversible hydraulic machine in turbine mode was described with program packages. Graphical results in the form of the velocity and pressure distributions in the predetermined modes of operation of reversible hydraulic machine were obtained. On the basis of these data can be obtained average kinematic parameters of the flow, which are determined in the inlet of calculation domain. Analysis of this numerical research was performed.

Key words: numerical research, reversible hydraulic machine, inlet, water passage, spiral casing, stay vanes, turbine mode, calculated mode, pressure distribution, velocity distribution.

Introduction. During the last decades, a huge change has occurred in the solution of problems of applied hydromechanics.

One of the main problems of modern designing of hydraulic machines is the calculation their energy characteristics. This makes it possible at the stage of the calculation to replace real experiment by numerical one.

Currently, there are many software program packages (ANSYS, XFlow, FlowVision, IPMflow, Fluent, etc.), which allow to do the numerical research of spatial flows of viscous fluid in the water passage of the hydraulic machines to a new level. Along with it, systematization of data of average kinematic parameters of the flow and coefficients of the energy loss in the elements of water passage was performed. These data were obtained on the basis of the theoretical and experimental researches of reversible radial-axial hydraulic machines.

Designing of perspective constructions of hydraulic machines and modernization of existing one requires obtaining geometry of water passage. This model must maximally satisfy numerous criteria of quality, such as the maximum average coefficient of performance (COP), the required values of cavitation coefficient, strength limitations, manufacturability, durability and metal consumption [1].

Main part. Increase of the efficiency of in the reversible hydraulic in pumping and turbine modes is an important technical and economic requirement in improving of the energy efficiency of the power system. Its further increase is possible only after careful research of the spatial structure of the flow in all elements of water passage (WP). In designing of water passage is widely used numerical and experimental research methods [1, 5].

One of the important elements of water passage of the high-pressure hydraulic machine in turbine mode is an inlet. Spiral casing (SC) together with the stator is used to for supplying the water to the unit and forming the necessary flow at the inlet to wicket gate (WG). They must ensure the axisymmetric uniform flow of liquid with acceptable values of velocities and angles of attack at the inlet of guide vanes, but the energy losses must be minimal.

The structure of the flow in spiral casing and the stator has a complex spatial form. It depends on the angle of coverage, and forms of cross-sections and accepted

velocity distribution law. The study of fluid flow in these elements allows to set the zone of high-energy losses and to find ways for reducing them.

In practice of hydraulic mechanical engineering, in designing of spiral casing different methods are used. They are based on the assumption of the constancy of the velocity moment at any point of the spiral ($V_u \cdot r = const$), the constancy of the average velocity ($V_u = const$), the constancy of the law $V_u/r = const$ or in combination of these laws.

As a result of calculating the three-dimensional flow velocity and pressure fields were obtained. the averaged flow characteristics and energy losses in elements of water passage will be determined on the base of these fields. It is allowing to determine the coefficient of the resistances in elements of water passage and to calculate the energy characteristics, on the base on mathematical models of the working process in hydraulic machines [2].

One of the programs, which allows modeling the three-dimensional steady flow of an incompressible fluid in the channels of hydraulic machines, is software package CFD. The complex CFD has a user-friendly interface that allows performing automatic generation of mesh, choosing a mathematical model of the flow and setting the boundary conditions.

The first stage is to create the geometry of calculation area (fig. 1, a), and then it is imported into the program.

The next stage of numerical simulation is to create a mesh. The logic of any numerical simulation suggests partitioning calculation area into elements. In the nodes of the mesh values of the sought variables are determined (mainly velocity and pressure) and boundary conditions of the problem are set. With the design module can be fast enough to break considered area to the elements that make up the so-called unstructured or structured mesh.

In this paper, the investigating spiral casing with the stator columns were divided into prismatic elements of unstructured mesh. The number of cells was about 4,5 million (fig. 1, b). Local fragmentation near edges of the stator column was made; the maximum and minimum sizes of the global object were specified. This method is simple and convenient, but the error of performed calculation on this mesh about 5 % higher than the calculation on structured meshes.

© V. E. Drankovskiy, K. S. Rezvaya, E. S. Krupa, 2016



Fig. 1 – Models of the spiral casing with stay vanes: a – geometrical model; b – finite element model

As the boundary conditions at the numerical research were selected:

- at the inlet to spiral casing the mass flow rate;
- the outlet of spiral casing static pressure.

Research of fluid flow was conducted on the head H = 1 m and the runner diameter $D_1 = 1$ m. The work of the reversible hydraulic machine in turbine mode at optimal $(Q_{I}' = Q_{Iopt})$ and calculated $(Q_{I}' = 1,33Q_{Iopt})$ points of the universal characteristics was considered. Angle of coverage in the plan $\varphi = 360^{\circ}$ with circular and elliptical meridian section of the spiral casing, which calculated according to the law of constancy of the average velocity. The stator consists of 20 vanes, uniformly arranged in a circle including spiral casing tooth. In the spiral casing tooth area for reducing limitation of flow one vane is removed. The meridional projection of stator has a conical form to provide acceptable flow characteristics at an input in the spiral casing in pumping mode.

There is the graph of the relative area of the meridian section on the fig. 2. It is defined relative to the input cross-sectional area and depends on the angle of coverage [3].

k- ε turbulence model (equation of energy and dissipation rate) was used in calculations. This model makes possible to close the equation of continuity and the Reynolds-averaged Navier-Stokes equation.

$$\frac{\partial}{\partial x_j} \left(\rho \overline{u}_j \right) = 0;$$

$$\frac{\partial}{\partial t} \left(\rho \overline{u}_i \right) + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\rho \overline{u}_i \overline{u}_j \right) + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\rho \overline{u'}_i \overline{u'}_j \right) =$$

$$= -\frac{\partial \overline{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial \overline{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \overline{u}_j}{\partial x_i} \right) \right] + f_i;$$

$$\frac{\partial k}{\partial t} + \overline{u}_j \cdot \frac{\partial k}{\partial x_j} =$$

$$= \frac{\partial}{\partial x_j} \cdot \left[\left(\mu \cdot \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \cdot \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + \tau_{ij} \cdot \frac{\partial \overline{u}_i}{\partial x_j} - \varepsilon,$$

$$\frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + \overline{u}_j \cdot \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} =$$

$$= \frac{\partial}{\partial x_j} \cdot \left[\left(\mu \cdot \frac{\mu_t}{\sigma_{\varepsilon}} \right) \cdot \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + c_{\varepsilon 1} \cdot \frac{\varepsilon}{k} \cdot \tau_{ij} \cdot \frac{\partial \overline{u}_i}{\partial x_j} - c_{\varepsilon 2} \cdot \frac{\varepsilon^2}{k}$$

where $i, j = 1 \dots 3$; $u_{j,i}$ – verage velocities over the time; $u_{i,j}$ – pulsating velocity components; f_i – the component that expresses the action of mass forces; μ – dynamic viscosity; μ_i – dynamic coefficient of turbulent viscosity. And empirical constants have next values: $C_{\mu} = 0,09$; $C_{\varepsilon 1} = 1,44$; $C_{\varepsilon 2} = 1,92$; $\sigma_{\varepsilon} = 1,0$; $\sigma_{\varepsilon} = 1,3$.

Calculation research of fluid flow are presented graphically using the velocity distribution in the horizontal and meridional sections, the meridional component of the full velocity in meridional cross-sections, the pressure distribution in the horizontal section.

There is distribution of static and total pressures on the fig. 3, a-b and fig. 4, a-b. Pressures values in kPa.

Coefficients of energy resistance in the spiral casing with the stator in the turbine mode were determined on the basis of dependence [4]:

$$k_h = g \cdot \frac{\Delta h \cdot D^4}{Q^2} \,,$$

where

$$\Delta h = \frac{\overline{P_{inlet}}^{total} - \overline{P}_{outlet}}{\rho \cdot g}$$

For the calculation mode it is equal 0,98 and for an optimal mode -0,77.

The distribution of full velocity in the horizontal plane passing through the plane of symmetry spiral, and meridional cross-sections for specified modes are shown in fig. 5, a-b and fig. 6.

From fig. 5 it is seen that the stay vanes considerably effect on the character of the flow at the outlet of spiral casing. Periodicity of changing values of flow parameter (velocity and pressure) is observed along the circumference. Isolines of full speed almost vertically, its value increases as it approaches to the stay vanes.

Vector illustration of meridional velocity component in the characteristic cross-sections ($\varphi = 0^{\circ}$, $\varphi = 90^{\circ}$, $\varphi = 180^{\circ}$, $\varphi = 270^{\circ}$) for spiral casing in the optimal mode is given in fig. 6. The flow parameters only in the spiral casing are presented. Reverse vortex motion from the axis to the periphery, which affects the flow at the inlet to the stator, is observed for the meridional section ($\varphi = 180^{\circ}$).



Fig. 2 - The dependence of the relative area of the meridian cross-section



Fig. 3 – The distribution of static pressure: a – optimal mode; b – calculated mode





Fig. 4 – The distribution of total pressure: a – optimal mode; b – calculated mode





Fig. 5 – The distribution of full velocity: a – optimal mode; b – calculated mode









Fig. 6 - Isolines of velocity in the meridional cross-sections





Conclusions. The analysis of the results, which were obtained by the numerical calculations of viscous fluid flow in the inlet of the radial-axial reversible hydraulic machine by special program CFD, illustrates the features of the flow and allows determining the velocity distribution, its components, pressure distribution, flow angles form by spiral casing and stator grid, providing their substantiated designing. It is shown that the stay vanes specific influence on the flow parameters in the inlet of the hydraulic machine.

Список литературы: 1. Сухоребрый П. Н. Определение структуры потока в спиральной камере радиально-осевой обратимой гидромашины на основе численного моделирования течения жидкости / П. Н. Сухоребрый, С. А. Коваль, В. Г. Неня [и др.] // Проблемы машиностроения. – 2010. – Т. 13. – С. 31–41. 2. Дранковский В. Э. Применение блочно-иерархического метода для определения гидродинамических характеристик обратимых гидромашин / В. Э. Дранковский, К. С. Резвая // Вісник НТУ «ХПІ». Сер.: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – 2015. – № 45. – С. 60–63. 3. Дранковский В. Э. К расчету гидродинамических характеристик высоконапорной обратимой гидромашины в турбинном режиме работы на основе математического описания ее рабочего процесса / В. Э. Дранковский, К. С. Резвая // Вісник НТУ

«ХПІ». Сер.: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – 2015. – № 3. – С. 125–129. **4.** *Ковалев Н. Н.* Справочник по гидротурбинам / *Н. Н. Ковалев.* – Ленинград : Машиностроение, 1984. – 498 с. **5.** *Хорев О. Н.* Численное исследование течения жидкости в спиральной камере радиально-осевой гидромашины / *О. Н. Хорев //* Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2013. – № 1 (8). – С. 41–45.

References: 1. Suhorebryj, P. N., et al. "Opredelenie struktury potoka v spiral'noj kamere radial'no-osevoj obratimoj gidromashiny na osnove chislennogo modelirovanija techenija zhidkosti." Problemv mashinostroenija 13 (2010): 31-41. Print. 2. Drankovskij, V. Je., and K. S. Rezvaja. "Primenenie blochno-ierarhicheskogo metoda dlja opredelenija gidrodinamicheskih harakteristik obratimyh gidromashin." Visnyk NTU "KhPI". Ser.: Hidravlichni mashyny ta hidroahrehaty. No. 45. 2015. 60-63. Print. 3. Drankovskij, V. Je., and K. S. Rezvaja. "K raschetu gidrodinamicheskih harakteristik vysokonapornoj obratimoj gidromashiny v turbinnom rezhime raboty na osnove matematicheskogo opisanija ee rabochego processa." Visnyk NTU "KhPI". Ser.: Hidravlichni mashyny ta hidroahrehaty. No. 3. 2015. 125-129. Print. 4. Kovalev, N. N. Spravochnik po gidroturbinam. Leningrad: Mashinostroenie, 1984. Print. 5. Horev, O. N. "Chislennoe issledovanie techenija zhidkosti v spiral'noj kamere radial'no-osevoj gidromashiny." Vostochno-Evropejskij zhurnal peredovyh tehnologij 1.8 (2013): 41-45. Print.

Поступила (received) 25.11.2015

Дранковский Виктор Эдуардович – кандидат технических наук, доцент, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», профессор кафедры «Гидравлические машины», г. Харьков; тел.: (057) 707-66-46, e-mail: drankovskiy@rambler.ru.

Drankovskiy Viktor Eduardovich – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Docent, National Technical University "Kharkov Polytechnic Institute", Professor at the Department "Hydraulic machines", Kharkov; tel.: (057) 707-66-46, e-mail: drankovskiy@rambler.ru.

Резвая Ксения Сергеевна – аспирант, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», ассистент кафедры «Гидравлические машины», г. Харьков; тел.: (057) 707-66-46, e-mail: rezvayaks@gmail.com.

Rezvaya Kseniya Sergeevna – Postgraduate Student, National Technical University "Kharkov Polytechnic Institute", Assistant at the Department "Hydraulic machines", Kharkov; tel.: (057) 707-66-46, e-mail: rezvayaks@gmail.com.

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

Krupa Evgeniy Sergeevich – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), National Technical University "Kharkov Polytechnic Institute", Docent at the Department of "Hydraulic machines", Kharkov; tel.: (057) 707-66-46, e-mail: zhekr@mail.ru.

УДК 621.9.06

С. В. СТРУТИНСЬКИЙ

РОБОЧІ ПРОЦЕСИ ІННОВАЦІЙНИХ ГІДРОСТАТИЧНИХ ТА АЕРОСТАТИЧНИХ СФЕРИЧНИХ ШАРНІРІВ ІЗ СТРУМЕНЕВИМ РЕГУЛЮВАННЯМ ПОЛОЖЕННЯ СФЕРИ

Розглянуто робочі процеси пов'язані з течією рідини в проточних частинах інноваційних гідростатичних та аеростатичних сферичних шарнірів із струменевим регулюванням положення сфери. Обгрунтовано принципи і схемну реалізацію струменевого регулювання. Проведено розрахунки на ЕОМ поля течії в щілині та в системі керуючих струменів. Розроблено спеціальну методику аналітичного розрахунку параметрів течії в щілині шарніра на основі методу ламінарної аналогії. Сформульовані пропозиції по застосуванню раціональних методів технології машинобудування та прогресивних матеріалів у розроблених інноваційних конструкціях шарнірів. Ключові слова: шарнір, сфера, щілина, струмінь, течія, розрахунок, дослідні зразки.

Вступ. Просторові системи приводів включають комплектні приводи з'єднані шарнірами. Традиційно застосовуються карданні шарніри на опорах кочення. мають низьку демпфуючу здатність Вони та недостатню довговічність. Альтернативним варіантом є застосування безконтактних сферичних шарнірів – гідростатичних або аеростатичних. При цьому суттєво підвищується точність і довговічність шарнірів. Таким чином розробка сферичних шарнірів рідинного тертя є актуальною задачею.

Проблема в загальному вигляді полягає у розробці гідростатичних аеростатичних ефективних або шарнірів для просторових систем приводів.

В останніх дослідженнях і публікаціях [1, 2] наведені схемні рішення сферичних шарнірів рідинного тертя. Запропоновані методи розрахунку течії в сферичному гідростатичному шарнірі з одним несучим карманом [3]. В окремих публікаціях досліджені робочі процеси в підшипниках [4]. Ряд робіт присвячені реалізації схемних рішень та технологічним проблемам виготовлення гідростатичних та аеростатичних опор [5]. B результаті аналізу літературних джерел встановлено, питання розширення функціональних шо можливостей гідростатичних аеростатичних та сферичних шарнірів у напрямку їх регулювання розроблені недостатньо. Тому до невирішених раніше частин загальної проблеми відноситься розробка сферичних шарнірів із регулюванням положення сфери.

Метою досліджень викладених в даній статті поставлено встановлення особливостей робочих характеристик процесів та гідростатичних та аеростатичних сферичних шарнірів із запропонованим інноваційним способом струменевого регулювання положення сфери.

Задачами досліджень £ розробка методів струменевого регулювання положення сфери і обґрунтування схемних і конструктивних рішень шарнірів, теоретичні експериментальні та дослідження поля течії в щілинах шарнірів, розробка дослідних зразків шарнірів та їх дослідна апробація.

Виклад основного матеріалу досліджень. Принципи і схемна реалізація струменевого регулювання положення сфери гідростатичного або аеростатичного шарніра. Сферичні шарніри

рідинного тертя гідростатичні або аеростатичні мають високу точність, в них відсутні сили сухого тертя. Наявність шару рідини або газу між сферою і забезпечує ефективне демпфування корпусом коливань, знижує шум і вібрації системи приводів. На основі проведених досліджень запропоновано суттєве розширення функціональних можливостей шарнірів, яке полягає у регулюванні положення сфери за допомогою струменевої системи керування.

Запропонований принцип струменевого регулювання оснований на регулюванні тиску по периферії щілини [6, 7].

Для реалізації принципів струменевого регулювання розроблені інноваційні конструкції гідростатичних та аеростатичних опорних елементів регульованих сферичних шарнірів [8]. Запропоновані варіанти опорних елементів із пружними вставками та з різними типами дроселів. Опорний елемент із турбулентним дроселем має пружну діафрагму 1 діаметром d, яка деформується під дією перепаду тиску (рис. 1).



Рис. 1 - Конструктивні схеми гідростатичних або аеростатичних опорних елементів із турбулентним дроселем

Опорний елемент компенсує зміни тиску живлення *p*₀ підвищуючи стабільність регулювальних характеристик опори. При підвищенні тиску живлення p_0 відбувається збільшення перепаду тиску на турбулентному дроселі, який виконано у вигляді отвору 2. При збільшенні перепаду тиску центральна частина діафрагми 1 прогинається в напрямку до сфери, а периферійна частина діафрагми 3

прогинається у протилежному напрямку. Відповідно збільшується ефективна ширина щілини $\delta_{\rm B}$ опорного елемента, що знижує тиск в щілині. Таким чином система компенсує підвищення тиску живлення стабілізуючи характеристики опорного елемента. Струменеве регулювання опорної реакції здійснюється струменями рідини або газу, які витікають із сопл 4.

Розроблений принцип струменевого регулювання реалізовано в реальних конструкціях регульованих сферичних шарнірів. Гідростатичний або аеростатичний сферичний шарнір має точну сферу 1 навколо якої в корпусі розміщені гідростатичні або аеростатичні опорні елементи 2, 3 (рис. 2, *a*). Опорні елементи із струменевим регулюванням зазору розташовані рівномірно по поверхні сфери. Зміна тиску в соплах керування p_{y1}, \ldots, p_{y4} забезпечує регулювання положення сфери в просторі в напрямках x, y і z в межах діапазону 0,01–0,1 мм.

Кожен опорний елемент має окрему систему струменевого регулювання, яка пов'язана з особливістю його конструктивного рішення. Раціональною конструкцією гідростатичного опорного елемента є сферичний підп'ятник 4, що має п'ять каналів з дроселями і відповідними карманами (рис. 2, δ).



Рис. 2 – Схемні рішення сферичних шарнірів із струменевим регулюванням положення сфери: *a* – схема розташування чотирьох опорних елементів по периферії сфери; *б* – конструктивна реалізація опорного елемента; *в* – схемне рішення широкодіапазонного вакуумно-аеростатичного сферичного шарніра

Навколо підп'ятника розміщені сопла 5 системи керування. Наявність п'яти карманів забезпечує ефективне сприйняття просторового навантаження. Тому можлива розробка регульованого сферичного шарніра, який має сферу і лише два опорні елементи даного типу.

Розроблені прогресивні широкодіапазонні регульовані вакуумно-аеростатичні сферичні шарніри із поперечно-кутовими зміщеннями сфери в межах конуса з кутом при вершині 180° і вище. Вакуумно-аеростатичний шарнір (рис. 2, e) має сферу 1, три аеростатичні опорні елементи 6, із соплами 7 струменевого регулювання та вакуумний пристрій 8, який забезпечує реалізацію притискаючого зусилля на сферу. Вакуум в кармані $p_{\rm B}$ створюється ежектором. Для забезпечення додаткового зусилля на сферу застосовано потужний постійний магніт 9. При цьому сфера виконана із феромагнітного матеріалу.

Для підвищення ефективності струменевого керування запропоновано інноваційне схемне рішення [9] регульованого сферичного шарніра в якому соплові пристрої виконані безпосередньо в корпусі опорного елемента (рис. 3).

В корпусі 1 опорного елемента виконано канал підводу робочого середовища під тиском p_0 (рис. 3, *a*). В каналі наявний дросель у вигляді отвору 2 через який середовище подається в центральний карман 3. Безпосередньо на сферичній поверхні опорного елемента виконані дросельні

канавки 4, які з'єднують центральний карман із заглибинами поверхні 5 (рис. 4, в). В корпусі виконані відвідні канали 6, що служать до відводу частини робочого середовища із щілини, а також виконані сопла 7 системи струменевого регулювання (рис. 3, а).

Принцип роботи регульованого шарніра полягає у наступному. При підводі робочого середовища через дросель 2 в центральному кармані 3 встановлюється рівноважний тиск середовища. Стиснене середовище через дросельні канавки 4 проходить у заглибини 5, в яких встановлюється тиск менший, ніж в центральному каналі (рис. 3, б). Середовище i3 кармана 3 і заглибин 5 розповсюджується в щілині опорного елемента. Воно попадає у відвідні канали 6 і відводиться через дросель-регулятор 8. Кількість відведеного середовища регулюється лля забезпечення необхідної несучої здатності опорного елемента.

В соплові пристрої 7 розташовані на периферійній ділянці щілини подається стиснене робоче середовище від зовнішньої магістралі через регульований дросель 9. Регулюванням опору дроселів 8 і 9 здійснюється зміна положення сфери та величина несучої здатності опорного елемента. При цьому струмені рідини взаємодіють із потоком, що розповсюджується в щілині і регулюють розподіл тиску в щілині змінюючи опорну реакцію та регулюючи положення сфери шарніра.



Рис. 3 – Інноваційне схемно-конструктивне рішення опорного елемента регульованого сферичного шарніра із сопловими пристроями виконаними безпосередньо в корпусі опорного елемента:

а – перетин опорного елемента із сопловими пристроями; *б* – розташування карманів і сопл на поверхні щілини; *в* – перетин опорного елемента із карманами і соплами; *г* – схема відводу робочого середовища від каналів та підводу до сопл

Результати досліджень закономірностей течії робочого регульованих середовища в або гідростатичних аеростатичних шарнірах. Запропоновані принципи струменевого регулювання гідростатичних та аеростатичних шарнірів відповідна схемна і конструктивна реалізація даних супроводжується виникненням принципів специфічних струменевих течій робочого середовища в щілині. Для дослідження даних течій використані як традиційні методи чисельних розрахунків поля течії, так і спеціально розроблені аналітичні методи

розрахунків доповнені методами експериментальних досліджень.

Поля течії рідини в щілинах і карманах опор розраховані методом кінцевих елементів реалізованому в спеціалізованих пакетах ЛЛЯ розрахунку течії рідини на основі чисельного розв'язку рівнянь Нав'є-Стокса. Проведено розрахунки течії в дроселях і карманах опор та в об'ємі щілини. Визначені траєкторії руху частинок рідини на різних ділянках щілини (рис. 4).



Рис. 4 – Розраховані на ЕОМ траєкторії руху частинок рідини в щілинах гідростатичних опорних елементів: *a* – течія в дроселі та щілині пристрою з одним карманом; *б* – просторова течія в опорному елементі, що має 5 карманів; *в* – лінії течії в перетині щілини даного опорного елемента

Із результатів розрахунків випливає, що в щілині опорного елемента встановлюється течія рідини близька до пошарової із складною взаємодією потоків. При цьому відривних областей значних розмірів у щілині не спостерігається. На межі карману є деяка нерівномірність течії (області N_1 , N_2 , N_3). Лінії течії в перетині щілини є криволінійними (області V_1 , V_2 , V_3). Радіуси кривизни ліній течії залежать від взаємодії потоків і визначаються конфігурацією області між карманами опорного елемента. На ділянках щілини між карманами мають місце критичні області (K_1 - K_4 на рис. 4, ε), де лінії течії набувають сідловидної форми. В даних областях має місце суттєве зниження швидкості частинок рідини[10].

Проведені розрахунки на ЕОМ просторового руху рідини в області взаємодії керуючого струменя із поверхнею сфери та подальшим попаданням струменя в щілину (рис. 5, *a*). Чисельні методи не дають можливості детального визначення особливостей течії в критичних областях. Для цього розроблені спеціальні методи досліджень поля течії, які викладені нижче.



Рис. 5 – Результати досліджень просторового руху рідини при взаємодії струменя із поверхнею сфери та при попаданні струменя в щілину:

а – розрахунок на ЕОМ траєкторій руху частинок рідини; *б* – картина ліній течії в перетині осі струменя в площині перпендикулярній дотичній до сфери; *в* – експериментально визначена конфігурація керуючого струменя при його натіканні на тверду поверхню

випливає, Iз результатів розрахунків шо струмінь, який натікає на поверхню розширяється і проникає в щілину на відстань, яка складає 1-10 діаметрів струменя. Глибина проникнення струменя залежить від співвідношення швидкостей частинок рідини в струмені V_{v} та в щілині V_{0} , а відповідно і від тиску керування. Область проникнення рідини із струменя в щілину обмежена параболічним контуром L, ширина якого визначається співвідношенням швидкості потоку в щілині V₀, витратою рідини в струмені Q_v та кутом взаємодії струменя з поверхнею сфери α.

По результатам розрахунків визначено закономірності течії в перетині осі струменя площиною перпендикулярною до поверхні сфери (рис. 5, δ). Струмінь *S* формує на вході в щілину область підвищеного тиску *T*. По краям даної області виникають зворотні потоки П₁ та П₂ з критичними областями *K*₁ та *K*₂, в яких швидкості частинок рідини близькі до нуля. На виході із соплового пристрою виникають області вихроутворення *w*.

розширення Для визначення ступеня i конфігурації струменя взаємодії при його 13 поверхнею сфери проведені експериментальні дослідження (рис. 5, в). Встановлено, що струмінь який попадає на сферу, розширяється в поперечному напрямку в H/d = 8-12 разів. При цьому його розмір по нормалі до поверхні сфери (перпендикулярно площині рисунка) становить 0,02-0,05 мм і є дещо більшим від розміру щілини. Ширина струменя по периметру щілини складає H = 4-6 мм. Це забезпечує ефективне гідродинамічне запирання щілини натікаючим на неї струменем.

Для уточнення характеристик течії рідини в малорозмірних щілинах розроблено спеціальні засоби розрахунку закономірностей поля течії на основі методу ламінарної аналогії[11]. Згідно даного методу ламінарний (повільний) рух в'язкої рідини між двома близькими паралельними стінками по математичному опису є аналогічним плоскій потенціальній течії ідеальної рідини.

В щілині гідростатичної опори має місце повільний рух в'язкої рідини. При цьому диференціальні рівняння Нав'є-Стокса набувають вигляду [12]:

$$gradp = \mu \Delta \vec{V} , \ div \vec{V} = 0 , \qquad (1)$$

де p – тиск в певній точці щілини; μ – динамічна в'язкість рідини; Δ – оператор Лапласа; \vec{V} – вектор швидкості.

Прийнято, що зміни тиску в перетині щілини у напрямку перпендикулярному стінкам є незначними, а проекції швидкості частинок рідини в даному напрямку близькі до нуля. Тоді векторні рівняння (1) в проекціях на вісі координат *x*, *y*, *z* будуть мати вигляд:

$$\frac{\partial p}{\partial x} = \mu \left(\frac{\partial^2 v_x}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v_x}{\partial y^2} \right), \quad \frac{\partial p}{\partial y} = \mu \left(\frac{\partial^2 v_y}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v_y}{\partial y^2} \right),$$
$$\frac{\partial v_x}{\partial x} + \frac{\partial v_y}{\partial y} = 0.$$
(2)

де *v_x*, *v_y* – проекції швидкості в перетині щілини.

Розв'язок диференціальних рівнянь (2) знайдено у вигляді:

$$v_x = v_{xo}(x, y)(1 - \frac{z^2}{h^2}), v_y = v_{yo}(x, y)(1 - \frac{z^2}{h^2}),$$
 (3)

Гідравлічні машини та гідроагрегати

$$p = -\frac{2\mu}{h^2} \int_{x_0}^x G_0(x, y) dx = -\frac{2\mu}{h^2} \int_{y_0}^y G_0(x, y) dy \qquad (4)$$

де $v_{xo}(x, y)$, $v_{yo}(x, y)$ – максимальні швидкості в перетині щілини в точці з координатами x і y; h – половина розміру щілини; $G_0(x, y)$ – функція, що визначає градієнт тиску в перетині щілини; x_0 , y_0 – координати деякої точки на периметрі щілини, де тиск вважається нульовим.

Підстановка залежностей (3, 4) в рівняння (2) приведе їх до вигляду:

$$v_{xo} \frac{\partial v_{xo}}{\partial x} + v_{yo} \frac{\partial v_{xo}}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x},$$
$$v_{xo} \frac{\partial v_{yo}}{\partial x} + v_{yo} \frac{\partial v_{yo}}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y}, \quad \frac{\partial v_{xo}}{\partial x} + \frac{\partial v_{yo}}{\partial y} = 0.(5)$$

Вид рівнянь (5) відповідає рівнянням руху ідеальної рідини [3, 12].

Відповідно функції $v_{xo}(x, y)$, $v_{yo}(x, y)$ та $G_0(x, y)$ є розв'язком рівнянь плоского потенціального руху ідеальної рідини. Тому для визначення параметрів течії за допомогою рівнянь (3), (4) необхідно визначити проекції швидкостей плоского руху ідеальної рідини в області, яка відповідає конфігурації щілини гідростатичного опорного елемента.

Запропоновано визначити параметри плоского потенціального руху рідини у вигляді суперпозиції простих потоків. Для експериментальної перевірки розробленого методу розглянута тестова задача у вигляді суперпозиції плоскопаралельного потоку і джерела. Це відповідає течії рідини в щілині із проникненням струменя на периферії гідростатичної опори. Функція течії ідеальної рідини в даному випадку визначається залежністю [3]:

$$\psi_1 = \frac{Q_1}{2\pi} \operatorname{artg}(\frac{y}{x}) - V_{\infty} y, \qquad (6)$$

де Q_1 – витрата рідини із точкового джерела, який відповідає керуючому струменю і знаходиться на початку системи координат; V_{∞} – швидкість поступального руху при витіканні рідини із щілини опори.

Розрахована за формулою (6) картина ліній течії відповідає проникненню ізольованого струменя в щілину опори (рис. 6, *a*).

Глибина проникнення керуючого струменя L та ширина втікаючого струменя H визначається співвідношенням витрати джерела Q_1 і швидкості потоку у щілині V_{∞} у формулі (6). Для перевірки методики розрахунків течії в щілині методом ламінарної аналогії проведені експериментальні дослідження на водяному столі з використанням макета регульованої гідростатичної опори [13]. Макет має вигляд прозорої пластини 1 встановленої з зазором на поверхні стола 2 (рис. 6, δ).

Вода під тиском підводиться через отвір 3 в корпусі стола і формує витікаючий потік, який взаємодіє із пристінним струменем, що утворюється при натіканні круглого струменя 4, який формується в соплі 5. Рідина, що підводиться до сопла 5 підфарбована, тому на фото макета простежується чітка межа АКВ між втікаючим пристінним струменем і потоками води (6, 7), які витікають із щілини. Із порівняння розрахункової межі потоків (лінія АКВ на рис. 6, a) та експериментально визначеної (див. рис. 6, δ) випливає їх кількісна і якісна відповідність. Це служить підтвердженням правильності запропонованої методики розрахунку струменевої течії в щілині запропонованим методом ламінарної аналогії.



Рис. 6 – Картини ліній течії в щілинах регульованих гідростатичних опор при попаданні в них керуючих струменів: *a* – розрахунок по формулі (6); *б* – результати експериментальних вимірів; *в* – розрахунок по формулі (8) течії в щілині при наявності 4-х струменів

Метод розрахунку плоского руху ідеальної рідини розширено і узагальнено з метою дослідження течії в щілинах опорних елементів різного виду. Для опорних елементів, які мають центральний підвід робочого середовища і керуючі сопла розташовані на периферії щілини (див. рис. 1), розрахункова схема течії в щілині подана у вигляді суперпозиції кількох джерел. Центральне джерело відповідає дросельному отвору, а останні n-джерел відповідають керуючим струменям розташованих на периферії опорного елемента. При цьому функція течії визначена формулою:

$$\psi_2 = \psi_0 + \sum_{k=1}^n \frac{Q_k}{2\pi} \operatorname{arctg}\left(\frac{y - y_k}{x - x_k}\right),\tag{7}$$

де ψ_0 – функція течії відповідна течії з дросельного отвору; Q_k – витрата джерела відповідного керуючому *k*-му струменю; x_k , y_k – координати розташування *k*-го джерела.

Функція течії відповідна течії з дросельного отвору розташованого в центрі системи координат визначена у вигляді:

$$\psi_0 = \frac{Q_0}{2\pi} \operatorname{arctg} \frac{y}{x}, \qquad (8)$$

де Q_0 – витрата рідини через дросель.

Для опорного елемента в якому керуючі струмені розташовані рівномірно по колу в центрі якого розміщено дросель функція течії плоского потенціального руху рідини визначиться залежністю:

$$\psi = \psi_0 + \sum_{k=1}^n \frac{Q_k}{2\pi} arctg \left\{ \frac{y - R\sin[2\pi(k-1)/n]}{x - R\cos[2\pi(k-1)/n]} \right\},$$
(9)

де *R* – радіус опорного елемента на якому розташовані керуючі струмені.

Розрахункові за формулою (8) лінії течії рідини в щілині визначають закономірності руху рідини в регульованому опорному елементі. Для опорного елемента, що має 4 керуючі струмені, рідина на периферії щілини втікає чотирма потоками і витікає чотирма потоками (рис. 6, в). Співвідношення витрати через дросель Q_0 та витрат керуючих струменів Q_1-Q_4 визначає інтенсивність витікаючих потоків $\Pi_1-\Pi_4$. В результаті аналізу картини ліній течії встановлено основну особливість гідродинамічних процесів у щілині регульованої гідростатичної опори, яка полягає у наступному. Попадання керуючих струменів у щілину приводить до виникнення складної течії з локалізованими вхідними потоками Q_1-Q_4 . В щілині має місце ряд особливих (критичних) областей течії K_1-K_4 , де середні швидкості частинок рідини становляться близькими до нуля, а тиск підвищується. Поряд з критичними областями формуються обмежені потоки рідини $\Pi_1-\Pi_4$, які витікають із щілини.

При розрахунках по формулам (6)–(8) прийнято, що сопла і дроселі мають нескінченно малі розміри. Дане припущення часто є неприйнятним для карманів і отворів сопл, які мають розміри порівнянні із розмірами щілини і виконані безпосередньо в корпусі опорного елемента (див. рис. 2, δ та рис. 3). Тому розроблений метод узагальнено на випадок розрахунку течії в щілинах з карманами і отворами сопл кінцевих розмірів, які порівнянні з габаритними розмірами щілини опорного елемента. Зокрема проведено розрахунок параметрів течії в опорних елементах, які мають кармани кругової форми (рис. 7).



Рис. 7 – Геометричні схеми та результати розрахунків течії в щілинах регульованих опорних елементів із карманами і отворами сопл кінцевих розмірів:

a – розрахункова схема течії по периметру кругового кармана на якому розташовані неперервно розподілені джерела рідини; δ – результати розрахунку параметрів течії в щілині опорного елемента, який має 5 карманів (відповідно рис. 2, δ); a – результати розрахунку параметрів течії в щілині регули ораного опорного елемента (відповідного рис. 3, δ)

в – результати розрахунку параметрів течії в щілині регульованого опорного елемента (відповідного рис. 3, б)

Прийнято, що по периметру кругового кармана (рис. 8, a) рівномірно розподілені витоки (джерела) рідини з інтенсивністю q. При цьому загальна витрата рідини з кармана радіуса r у щілину пов'язана із інтенсивністю джерел залежністю:

$$Q_c = 2\pi r q . \tag{10}$$

Функція течії в області поза карманом визначається формулою аналогічною (7) після граничного переходу від суми до інтеграла та підстановки в формулу координат кожного елементарного джерела з інтенсивністю $dQ = qrd\varphi$

розташованого в точці $x_k = r \cos \varphi$, $y_k = r \sin \varphi$. Для джерел розташованих на дузі кола, заданої кутовими координатами φ_1 та φ_2 , функція течії визначається криволінійним інтегралом:

$$\psi = \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} qr \cdot \arctan\left(\frac{(y - r\sin\varphi)}{(x - r\cos\varphi)} \cdot d\varphi\right) . \tag{11}$$

Функція течії, яка враховує джерела розташовані по всьому коловому периметру кармана визначається контурним інтегралом: Гідравлічні машини та гідроагрегати

де c – визначає коловий контур для якого кут φ змінюється від 0 до 2π .

Формула (12) узагальнюється на випадок *s* карманів колової форми розташованих на поверхні щілини опорного елемента. При цьому функція течії обчислюється за формулою:

$$\psi = \sum_{m=1}^{s} \int_{0}^{2\pi} q_m r \cdot \operatorname{arctg} \frac{\left(y - r_m \sin \varphi - y_m\right)}{\left(x - r_m \cos \varphi - x_m\right)}.$$
 (13)

де x_m , y_m – координати розташування *m*-го кругового кармана радіусом r_m ; $q_m = Q_m / (2\pi r_m)$ – інтенсивність джерел по периметру кармана із загальною витратою через його дросель Q_m .

Одержана формула (13) в поєднанні із залежністю (9) застосована для обчислення функції течії в щілині регульованого опорного елемента, що має центральний карман, чотири кармани розташовані навколо центрального на радіусі R_1 та 8 керуючих сопл розташованих по периферії опорного елемента (рис. 7, δ). Для даного випадку функція течії є сумою правих частин залежностей (12), (13) і (9) та має вигляд:

$$\psi_{4} = \int_{0}^{2\pi} \frac{Q_{0}}{2\pi r} \operatorname{arctg} \frac{(y - r\sin\varphi)}{(x - r\cos\varphi)} \cdot d\varphi + \\ + \sum_{m=1}^{4} \int_{0}^{2\pi} \frac{Q_{m}}{2\pi r} \operatorname{arctg} \frac{(y - r\sin\varphi - R_{1}\sin[\pi(m-1)/2])}{(x - r\cos\varphi - R_{1}\cos[\pi(m-1)/2])} \cdot d\varphi + \\ + \sum_{k=1}^{8} \frac{Q_{k}}{2\pi r} \operatorname{arctg} \frac{(y - R\sin[\pi(k-1)/4])}{(x - R\cos[\pi(k-1)/4])},$$
(14)

де Q_0 – витрата рідини через дросель центрального кармана; Q_m – витрати рідини через дроселі кожного з чотирьох (m = 1, 2, ..., 4) карманів розташованих навколо центрального кармана на колі радіусом R_1 ; Q_k – витрати рідин в керуючих струменях (k = 1, 2, ..., 8) розміщених на радіусі R по периферії опорного елемента.

Обчислення сум і інтегралів у формулі (14) здійснюється безпосередньо засобами математичних пакетів. Відповідно знаходиться символьна модель, яка описує функцію течії в щілині. Лінії течії знаходяться відповідно умови ψ = const і формують картину течії.

В результаті розрахунків за формулою (14) одержана картина течії в щілині опорного елемента із струменевим регулюванням (рис. 7, б). Внаслідок витікання рідини із карманів із витратами Q_0, Q_m та Q_k у щілині опорного елемента формується складна течія рідини із критичними областями К1, де швидкість частинок рідини близька до нуля. Струмені з витратами Qk попадають в щілину і формують критичні області К2. Між втікаючими струменями мають місце потоки П, де рідина витікає із щілини. Розглянута осесиметрична течія має місце лише при однакових витратах Q_m у всіх карманах та при однакових витратах Q_k у всіх струменях. Коли витрати відрізняються між собою, течія рідини в щілині стає несиметричною. При цьому критичні області

ISSN 2411-3441 (print)

зберігаються, але змінюють своє розташування в щілині.

Одержані розрахункові залежності функції течії від координат є основою для визначення поля середніх швидкостей в щілині гідростатичної опори. Проекції швидкостей частинок рідини визначені шляхом диференціювання функції течії:

$$v_x = \frac{\partial \psi}{\partial y}, \ v_y = -\frac{\partial \psi}{\partial x}.$$
 (15)

Диференціювання функцій течії, відповідних формулам (7)–(14), здійснено у символьному вигляді засобами математичних пакетів. При цьому одержані аналітичні вирази для розрахунку проекцій швидкостей. Наприклад, проекції швидкостей відповідні функції течії визначеній формулою (6) складають:

$$v_{x0}(x, y) = \frac{Q_1}{2\pi} \frac{x}{x^2 + y^2} - V_{\infty}, \ v_{y0}(x, y) = \frac{Q_1}{2\pi} \frac{y}{x^2 + y^2}.$$

Для знаходження проекцій градієнта тиску використано формули (5). Підставивши значення швидкостей із формули (15) у залежності (5) одержимо:

$$\frac{\partial p}{\partial x} = -\rho \left(\frac{\partial \psi}{\partial y} \cdot \frac{\partial^2 \psi}{\partial x \partial y} - \frac{\partial \psi}{\partial x} \cdot \frac{\partial^2 \psi}{\partial y^2} \right),$$
$$\frac{\partial p}{\partial y} = -\rho \left(\frac{\partial \psi}{\partial y} \cdot \frac{\partial^2 \psi}{\partial x^2} - \frac{\partial \psi}{\partial x} \cdot \frac{\partial^2 \psi}{\partial y \partial x} \right).$$
(16)

За формулами (16) обчислено значення проекцій градієнта тиску по символьній залежності функції течії від координат (14). Розрахунок поля статичного тиску в щілині шарніра здійснено шляхом обчислення криволінійного інтеграла:

$$p = \int_{L} \frac{\partial p}{\partial x} dx + \frac{\partial p}{\partial y} dy + p_0,$$

де лінія L, по якій обчислюється інтеграл, має початок на периферії щілини в точці із значенням тиску $p = p_0$.

Результати обчислень ізобар поля течії в щілині показані на рис. 7, б пунктирними лініями. Встановлено, що в критичних областях мають місце області підвищеного тиску. В областях між карманами та у витікаючих потоках має місце мінімальний тиск рідини.

Для розрахунку поля течії в щілині в якій наявні кармани з криволінійними контурами (див. рис. 7, в) функція течії визначена шляхом опису контура кармана сумою ділянок у вигляді дуг кола. При цьому функція течії визначається сумою залежностей (11), які визначені для всіх дуг кола, що утворюють карман. Таким чином проведено розрахунок поля течії для опорного елемента із каналами і отворами складної форми (рис. 7, в). Еліптичні отвори при цьому апроксимовані овалами складеними із чотирьох дуг кола. Якщо рідина відводиться від отвору чи кармана витрата рідини в ньому вважається від'ємною. Результати розрахунків течії в щілині для складної системи карманів та сопл в цілому подібні розглянутим раніше. В щілині наявні критичні області швидкості в яких близькі до нуля. Витікаючі потоки мають незначну ширину. Це пов'язано з тим, що частина рідини із щілини витікає через отвори, які розташовані між карманами в області підвищеного тиску.

На основі результатів проведених досліджень робочих процесів розроблено ряд дослідних зразків інноваційних гідростатичних та аеростатичних сферичних шарнірів із струменевим регулюванням положення сфери.

Розроблені дослідні зразки інноваційних регульованих сферичних шарнірів та запропоновані технологічні методи виготовлення **їх основних деталей.** Запропоновані методи струменевого регулювання сферичних шарнірів є принципово новими. Тому для підтвердження їх ефективності розроблено, виготовлено і апробовано ряд дослідних зразків сферичних шарнів.

Розроблені шарніри із гідростатичним центруванням положення сфери мають ряд регульованих опорних елементів розташованих діаметрально відносно сфери (рис. 8).



Рис. 8 – Дослідні зразки регульованих гідростатичних шарнірів із гідростатичним центруванням сфери: *a* – загальний вигляд шарніра, що має сферу із хвостовиком; *б* – фото окремого опорного елемента

Базовий варіант шарніра має сферу 1 із хвостовиком (рис. 8, a). Навколо сфери встановлені опорні елементи 2, які закріплені в корпусі 3. Кожний опорний елемент має п'ять карманів з дроселями (рис. 8, δ). Гідравлічні комунікації виконані в корпусі шарніра.

Апробація розроблених шарнірів підтвердила їх працездатність і надійність роботи. Недоліком шарнірів із гідростатичним центруванням сфери є незначний діапазон поперечно-кутових переміщень, який знаходиться в межах конуса з кутом при вершині 45–50°.

Розроблені шарніри із вакуумним або магнітним центруванням положення сфери (див. рис. 2, *в*) мають діапазон поперечно-кутових переміщень в межах конуса з кутом при вершині 160-180-240° і вище. Розроблений дослідний зразок інноваційного шарніра із вакуумним центруванням сфери 1 має чашкоподібний корпус 2, в якому виконано три регульовані аеростатичні опорні елементи 3 (рис. 9).

При виготовленні даного дослідного зразка шарніра використані прогресивні методи технології машинобудування. Зокрема, як фінішна операція обробки зовнішніх і внутрішніх сферичних поверхонь застосована обробка крайкою круга, вісь якого встановлена під кутом до осі обертання заготовки. Для компенсації деформацій корпуса внаслідок дії остаточних напружень передбачено регулювання максимального діаметрального розміру гвинтами 4 встановленими в тангенціальному напрямку (рис. 9, б).

Система струменевого регулювання включає ряд сопл 5 із комунікаціями 6, які виконані в спеціальному колекторі (рис. 9, в). Колектор виготовлено із фотополімера методом лазерної стереолітографії. Дослідна перевірка даного дослідного зразка підтвердила надійність його роботи та високі параметри стабільності положення сфери шарніра.



Рис. 9 – Дослідний зразок шарніра із вакуумним центруванням сфери та його основні деталі: *a* – зовнішній вигляд шарніра; б – розташування аеростатичних опорних елементів у сферичній порожнині корпуса; *в* – колектор в якому виконані сопла системи струменевого регулювання та комунікації

Розроблено дослідний зразок подвійного аеростатичного регульованого сферичного шарніра, який має корпус у вигляді постійного магніту та дві рухомі сфери із хвостовиками (рис. 10).

Аеростатичний шарнір має два опорні елементи із сферичними поверхнями виконаними із металполімерного композиту. На сферичних поверхнях виконані кармани у вигляді кільцевих канавок з'єднаних із центральним карманом (рис. 10, δ). Кармани і канавки мають мінімально можливі об'єми (рис. 10, e, c). Сопла системи керування виконані в колекторах, які розміщені на торцевих поверхнях магніта.

Подвійний шарнір реалізовано в якості дослідного зразка (рис. 10, *д*). Підтверджена працездатність і надійність роботи шарніра.





Рис. 10. Дослідний зразок подвійного сферичного шарніра із магнітним центруванням сфер та струменевим регулюванням: *a* – схема шарніра; б – розташування кільцевих карманів на поверхні опорного елемента; *в* – геометрія центрального кармана; *г* – форма перетину кільцевої канавки; *д* – дослідний зразок шарніра із двома сферами

Висновки. 1. Запропоновані принципи і схемна реалізація струменевого регулювання положення сфери дає можливість створити інноваційні регульовані гідростатичні та аеростатичні шарніри із розширеними функціональними можливостями, які полягають у регулюванні положення сфери в межах зазору між сферичними поверхнями. При цьому положення сфери регулюється в трьох напрямках в діапазоні 0,05–0,1 мм по кожному напрямку. Вперше запропоновані схемні і конструктивні рішення дають можливість реалізувати сферичні шарніри - <u>i</u>3 гідростатичним чи аеростатичним, вакуумним або магнітним центруванням положення сфери в номінальному положенні при відсутності сигналу керування.

2. На основі чисельного моделювання, аналітичних розрахунків та експериментальних вимірів параметрів поля течії в проточній частині шарнірів із струменевим регулюванням встановлено наявність складних струменевих течій в щілині опорного елемента та в області розповсюдження керуючих струменів та їх взаємодії із твердими поверхнями. Особливістю течії є наявність критичних областей в щілині, взаємодія прямих і зворотніх потоків. Підтверджена ефективність застосування метода ламінарної аналогії для визначення параметрів течії в щілинах з карманами і отворами різноманітної форми і розташування.

3. Розробка і апробація дослідних зразків ряду варіантів сферичних шарнірів підтвердила їх працездатність і надійність роботи. Встановлено, що комп'ютерно-інтегрованих використання методів технології машинобудування та нових матеріалів (кераміка, металполімерні композити дає можливість створити інноваційні конструкції регульованих сферичних шарнірів із необхідними діапазонами поперечно-кутових переміщень та заданими параметрами регулювання положення сфери.

Список літератури: 1. Бушуев В. В. Практика конструирования машин : справочник / В. В. Бушуев. - М. : Машиностроение, 2006. -448 c. 2. Rybak L. Computer-Aided Modeling of Dynamics of Manipulator-Tripod with Six Degree of Freedom / L. Rybak, E. Gaponenko, A. Chichvarin [et al.] // Word Applied Sciences Journal. -2013. – № 25 (2). – Р. 341–346. З. Лойцянский Л. Г. Механика жидкости и газа / Л. Г. Лойцянский. – М. : Наука, 1973. – 847 с. 4. Воскресенский В. А. Расчет и проектирование опор жидкостного трения / В. А. Воскресенский, В. И. Дьяков, А. З. Зиле. – М. : Машиностроение, 1983. – 232 с. 5. Шиманович М. А. Бесконтактные опоры с внешним источником давления смазочной среды / А. А. Шиманович // Станки и инструмент. - 1987. - № 6. - С. 16-18. 6. Heisel U. Development of controllable spherical fluid friction hinges for exact spatial mechanisms / U. Heisel, S. Strutinskiy, V. Sidorko [et al.] // Production Engineering. - 2011 - Vol. 5. - P. 241-250. 7. Strutinsky S. Frecarea hidrodinamică a articulați ilorsferice, realizate din composite metal-polimer, cu suprafețele de lucru (engl. rez. rom) / S. Strutinsky // Buletinul Institutul ui politehnic din Iași, publicat de Universitate a Tecnică "Gheorghe Asachi" din Iași, Tomul LX (LXIV), Fasc. 3-4, 2014. - Р. 99-111. 8. Яхно О. М. Гідростатичноаеростатичний опорний вузол №u200714415 UA. МПК (2006) F16C32/06 / О. М. Яхно, С. В. Струтинський // Патент України на корисну модель № 31194; заявл. 20.12.2007; опубл. 25.03.2008, 9. Яхно О. М. Бюл. № 6. Регульований №u201113269 гідроаеростатичний підшипник UA, МПК (2006) F16C32/06/ / О. М. Яхно, С. В. Струтинський // Патент України на корисну модель № 71154; заявл. 10.11.2011; опубл. 10.07.2012, Бюл. № 13. – 3 с. 10. Strytinsky S. Rational Algoritms of Management Mechatronic Systems of Hydrostatic Spherical Support of Mehanisms Hexapod / S. Strytinsky, Yu. Filatov // Proceeding softhe 15th International Conference "Mechanika'2010". -Lithuania, Kaunas University of Technology, 8-9 April 2010. -P. 162–165. **11.** Повх И. Л. Техническая гидромеханика И. Л. Повх. – Л. : Машиностроение, 1976. – 504 с. 12. Шлихтинг Г. Теория пограничного слоя / Г. Шлихтинг. – М. : Наука, 1974. – 712 c. 13. Jachno O. Technological provision of controlling the spherical aerostatics upporting knots of spatial mechanism in the quality mechatronic systems / O. Jachno, S. Strytinsky // Hydraulika i

Pneumatyka. – Wroclaw, Stowarzy-szenia Inzynierow i Technikow Mechanikow Polskich. – $2009. - N_{\rm P} 6. - P. 19-23.$

References: 1. Bushuev, V. V. Praktika konstruirovanija mashin: spravochnik. Moscow: Mashinostroenie, 2006. Print. 2. Rybak, L., et al. "Computer-Aided Modeling of Dynamics of Manipulator-Tripod with Six Degree of Freedom." Word Applied Sciences Journal 25.2 (2013): 341-346. Print. **3.** Lojcjanskij, L. G. *Mehanika zhidkosti i gaza*. Moscow: Nauka, 1973. Print. **4.** Voskresenskij, V. A., V. I. D'jakov and A. Z. Zile. Raschet i proektirovanie opor zhidkostnogo trenija. Moscow: Mashinostroenie, 1983. Print. 5. Shimanovich, M. A. "Beskontaktnye opory s vneshnim istochnikom davlenija smazochnoj sredy." Stanki i instrument. No. 6. 1987. 16-18. Print. 6. Heisel, U., et al. "Development of controllable spherical fluid friction hinges for exact spatial mechanisms" Production Engineering. V. 5. 2011. 241-250. Print. 7. Strutinsky, S. "Frecarea hidrodinamică a articulați ilorsferice, realizate din composite metal-polimer, cu suprafețele de lucru." Buletinul Institutul ui politehnic din Iași, publicat de Universitate a Tecnică "Gheorghe Asachi" din Iaşi, Tomul LX (LXIV). Fasc. 3-4. 2014. 99-111. 8. Jahno, O. M., and S. V. Strutins'kij. *ichnij opornij vuzol.* UA Patent, Print. Gidrostatichnoaerostatichnij opornij vuzol. UA Patent, No.u200714415 (MPK F16C32/06). 25 March 2008. Print. 9. Jahno, O. M., and No.u200714415 S. V. Strutins'kij. Regul'ovanij gidro aerostatichnij pidshipnik. UA Patent, No.u201113269 (MPK F16S32/06). 10 July 2012. Print. 10. Strytinsky, S., and Yu. Filatov. "Rational Algoritms of Management Mechatronic Systems of Hydrostatic Spherical Support of Mehanisms Hexapod." Proceeding softhe 15th International Conference "Mechanika'2010". Lithuania, Kaunas University of Technology, 8-9 April 2010. 162-165. Print. 11. Povh, I. L. Tehnicheskaja gidromehanika. Mashinostroenie, 1976. Leningrad: Print. 12. Shlihting, G. Teorija pogranichnogo sloja. Moscow: Nauka, 1974. Print. 13. Jachno, O., and S. Strutinskiy. "Technological provision of controlling the spherical aerostatics upporting knots of spatial mechanism in the quality mechatronic systems." Hydraulika i Pneumatyka. No.6. Wroclaw: Stowarzy-szenia Inzynierow i Technikow Mechanikow Polskich. 2009. 19-23. Print.

Надійшла (received) 25.12.2015

Струтинський Сергій Васильович – кандидат технічних наук; Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут», старший викладач кафедри «Прикладної гідроаеромеханіки і механотроніки», м. Київ; тел.: (099) 486-11-03; e-mail: strutynskyi@gmail.com.

Strutinsky Sergey V. – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), National Technical University of Ukraine "Kyiv Polytechnic Institute", Senior Lecturer at the Department of "Applied fluid mechanics and mehanotroniky", Kyiv; tel.: (099) 486-11-03; e-mail: strutynskyi@gmail.com.

УДК 621.694:533.697.5

Д. О. СЬОМІН, А. С. РОГОВИЙ, А. М. ЛЕВАШОВ

ВПЛИВ ЗАКРУЧЕННЯ ПОТОКУ, ЩО ПЕРЕКАЧУЄТЬСЯ, НА ЕНЕРГЕТИЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ ВИХРЕКАМЕРНИХ НАСОСІВ

На основі математичного моделювання енергетичних характеристик вихрекамерних насосів проведено дослідження впливу ступеня закручення потоку, що перекачується, на коефіцієнт корисної дії насосу. Отримано, що відносний ККД зростає зі збільшенням ступеня закручення потоку, що перекачується. Це підтверджує попередні припущення про зменшення втрати на удар у процесі змішання взаємодіючих потоків та зменшення втрати енергії основного потоку на розкручення потоку, що перекачується.

Ключові слова: вихрекамерний насос, закручення потоку, втрати на змішання, чисельний розрахунок, енергетичні показники, математичне моделювання.

Вступ. На цей час у багатьох системах різних галузей промисловості широке розповсюдження отримали ежектори та струминні насоси різних типів. Ці насоси мають високі показники надійності та довговічності, конструктивно прості й можуть працювати практично на будь-якому агрегатному стані складових робочих рідин на відміну від динамічних нагнітачів, експлуатаційні якості яких обмежені або знижені при роботі у несприятливих умовах експлуатації (ударні навантаження, вібрація, хімічна агресивність і висока температура рідин, наявність абразивних часток у середовищах, які перекачують) [1]. Особливу увагу привертають струминні насоси в системах трубопровідного пневматичного та гідравлічного транспортів, де негативний вплив з боку робочих середовищ призводить до швидкого зношування механічних робочих органів та ущільнень насосів, в яких є рухомі елементи [1-3]. З іншої сторони струминні насоси теж мають певні недоліки такі як досить низький ККД, що не перевищує 30 % для прямоточних та 10 % для вихрових, великі поздовжні розміри прямоточних струминних насосів [4-7].

Таким чином, удосконалення енергетичних характеристик струминних нагнітачів є актуальним завданням, рішенням якого є пошук більш ефективних принципів передачі енергії й відповідних технічних рішень у конструюванні струминних нагнітачів для перекачування одне- і багатофазних середовищ, якими є, розроблені й досліджені в роботі струминні насоси з вихровою робочою камерою, названі нами, вихрекамерними насосами [2, 8, 9].

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Вихрова камера дозволяє використати основні переваги струминної техніки (надійність та довговічність пристроїв) та утворення відцентрової сили на периферії, та вакууму в приосьовій зоні течії. Поєднання цих гідродинамічних ефектів, дозволяє створювати струминні пристрої з вихровою камерою змішання – вихрекамерні насоси [3, 9–11]. V відмінності від прямоточних струминних насосів, вихрекамерні дозволяють створити більший тиск на виході з апарата при низьких рівнях тиску живлення та значене зниження осьових розмірів. Поліпшити енергетичні характеристики вихрекамерних насосів рахунок збільшення ефективності можна 38 перекачування внаслідок попереднього підкручення

потоку, що перекачується, що зменшує втрати на удар у процесі змішання взаємодіючих потоків [5] та зменшує втрати енергії основного потоку на розкручення потоку, що перекачується, що, може привести до більш досконалих енергетичних характеристик насосів, ніж наведені в роботах [2, 8, 9].

Мета. Метою роботи є вдосконалення енергетичних характеристик вихрекамерних насосів за рахунок встановлення впливу попереднього закручення потоку, що перекачується, і зменшення втрат енергії у процесі змішання взаємодіючих потоків.

Результати досліджень. Вихрекамерний насос [2, 8, 9] працює в такий спосіб (схема насоса наведена на рис. 1): основний потік з об'ємною витратою Q_s й тиском *p*_s подається через тангенціальний канал входу вихрову камеру змішання, де утворюється v обертовий потік із приосьовою областю зниженого тиску й надлишковим тиском на периферії. У цю область через осьові канали в торцевих кришках вихрової камери всмоктуються потоки, шо перекачуються, з витратами Q_{in1} й Q_{in2} , та тисками p_{in1} і р_{іл2} відповідно.



Рис. 1 – Вихрекамерний насос

Суміш, що утвориться в камері, через тангенціальний канал виходу надходить на вихід з насоса з об'ємною витратою Q_e й тиском p_e . Вихідний з насоса потік подається в технологічний трубопровід або скидається в атмосферу (при вакуумуванні замкнутих обсягів).

Щоб зменшити втрати енергії на удар при змішуванні основного та потоку, що перекачується

реалізоване попереднє закручення потоку в осьових каналах, як показане стрілками на рис. 1. Зменшення втрат енергії відбувається внаслідок зменшення відношення швидкостей потоку [5], що перекачується, при потраплянні у вихрову камеру, і робочого потоку, що обертається навколо вісі вихрової камери, оскільки основною особливістю струминних апаратів є вирівнювання швидкостей потоків, що змішуються, а цей процес приводить до втрати на удар, тобто до втрати (дисипації) частини працездатної енергії потоків [5, 10].

Закручення потоку, що перекачується, можливо створити за допомогою завихрювачів (рис. 2).



Рис. 2 – Завихрювачі: *а* – лопатний; *б* – щілинний; *в* – із тангенціальним патрубком; *г* – завитковий; *д*, *ж* – торцеві лопатні

За місцем розташування завихрювачі можливо розділити на апарати з торцевим завихрювачем та з завихрювачем, розташованим на пиліндричній поверхні каналу. Завихрювачі можуть бути завитковими, лопатними, щілинними, тангенціальними кількома ОДНИМ або 3 патрубками [12]. В даній роботі закручення потоку моделювалося без урахування конкретного типу завихрювача, ступінь закручення аналізувався за числом Россбі, яке пропорційне відношенню кількості руху до моменту кількості руху рідини, що обертається [1, 12, 13]. Для вихрових камер число Россбі та ступінь обертання рідини визначають відношенням радіальної до тангенціальної складової швидкості біля циліндричної поверхні камери. Загалом, для обертових потоків ступінь закручення можна визначити двома способами: відношенням тангенціальної швидкості до радіальної (спіральний рух) або відношенням тангенціальної швидкості до осьової (гвинтовий рух) [12, 13]. При дослідженні закручення потоку на характеристики впливу вихрекамерних насосів краще підходить в якості критерію порівняння осьова швидкість, внаслідок того, що вона залежить від перепаду тисків між камерою та осьовим каналом, тому є практично незмінною, та не залежить від закручення.

Для подальшого аналізу оберемо в якості параметра, що характеризує закручення потоку, параметр гвинтового руху рідини, який розраховується за формулою: Гідравлічні машини та гідроагрегати

$$K = \frac{U_0}{W_0},$$

де U₀ – тангенціальна швидкість потоку, що перекачується;

 W_0 – осьова швидкість.

На рис. 3. представлена розрахункова модель вихрекамерного насосу, який включає в себе вихрову камеру змішання, тангенціальні канали входу та виходу, осьові канали всмоктування середовища, що перекачується.



Рис. 3 – Схема проточної частини вихрекамерного насосу

Для визначення енергетичних характеристик вихрекамерних насосів був зроблений чисельний експеримент на основі рішень рівнянь Нав'є-Стокса, осереднених за Рейнольдсом для нестисливої рідини, отриманих з використанням узагальненої гіпотези Бусінеска, що зв'язує напруги Рейнольдса з осередненими параметрами потоку [14, 15]. В якості робочих середовищ, що перекачується, та, яке перекачують, було обрано воду. Для замикання математичної моделі до рівнянь руху додане рівняння нерозривності. Для розрахунку течії була прийнята модифікована двошарова SST «*k*-ω» модель турбулентності переносу напруг Ментера, що зрушують, яка враховує особливості течії біля твердих стінок і в зовнішньому потоці, та приводить до задовільних результатів розрахунку обмежених стінками потоків [9, 16]. Математичне моделювання проводилося в програмному комплексі OpenFOAM (OpenCFD Ltd) при наступних значеннях граничних умов: на всіх границях розрахункової області прийняті «жорсткі» граничні умови: на твердій стінці – умова прилипання рідини $\overline{V}\Big|_{b} = 0$, у вхідному перетині каналу живлення задавалося значення тиску гальмування $p|_{b} = p_{s}$, у вихідних каналах – рівність нулю тиску $p|_{b} = 0$. При завданні граничних умов осьових входів вихрової камери враховувалося те, що в закрученому потоці тиск розподіляється за радіусом струменя. Тому була збільшена розрахункова область і задані граничні умови виходу на новій границі, де тиск практично дорівнює нулю й не змінюється за радіусом [1, 8, 9].

Потужність сіткової розбивки склала приблизно 5 млн. елементів для забезпечення параметра $Y^+ < 2$. Також було проведено розрахунок із сітковою розбивкою на 20 млн. елементів, та отримано, що результати за розбивками в 5 та 20 млн. елементів практично не відрізняються, тому подальші розрахунки проведено із розбивкою у 5 млн. елементів.

Результати розрахунку залежності відносного коефіцієнту корисної дії вихрекамерних насосів від ступеня закручення потоку *К* показані на рис. 4. Коефіцієнт корисної дії розраховувався за наступною формулою:

$$\eta = \frac{p_e Q_{in}}{p_s Q_s} = \frac{\left(p_e - p_{in} + \frac{\rho \left(V_e^2 - V_{in}^2\right)}{2}\right) Q_{in}}{\left(p_s - p_e + \frac{\rho \left(V_s^2 - V_e^2\right)}{2}\right) Q_s}; \ \overline{\eta} = \eta / \eta_0,$$

де η₀ – коефіцієнт корисної дії вихрекамерного насосу без попередньої закрутки потоку, що перекачується.

Для аналізу зміни ККД будемо використати відносну зміну ККД у порівнянні з насосом без попереднього закручення потоку: $\Delta \eta = \eta - 1$.

З рис. 4. видно, що відносний ККД зростає зі збільшенням ступеня закручення потоку, що перекачується.



Це підтверджує попередні припущення про зменшення втрати на удар у процесі змішання взаємодіючих потоків [5] та зменшення втрати енергії основного потоку на розкручення потоку, що перекачується, що привело до більш досконалих енергетичних характеристик насосів, ніж наведені в роботах. Так відносне зростання ККД вихрекамерних насосів із закрученням потоку склало майже 35 %.

З рис. 5 видно, що при збільшенні закручення вхідного потоку зменшується середній вакуумметричний тиск в камері.

З рис. 6 видно, що попереднє закручення вхідного потоку практично не впливає на розподіл тангенціальної складової швидкостей у вихровій камері. За результатами розрахунків отримано, що закручення також не має істотного впливу на осьову складову швидкості у вихровій камері, і осьова швидкість у горлі насосу залишається постійною, тобто не залежить від закручення. Тому обгрунтованим є вибір в якості критерію порівняння характеристик на основі числа Россбі саме гвинтового руху, що базується на розрахунках у відношенні до осьової швидкості.



вхідного потоку

Адекватність представлених досліджень перевірялася різними способами, зокрема, на якісному рівні – зіставленням розрахункових картин течії картинам течії, отриманим експериментально, а також кількісним – порівнянням розрахункового розподілу тиску вздовж радіусу вихрової камери з експериментальними даними.

Висновки:

1. На основі математичного моделювання енергетичних характеристик вихрекамерних насосів проведено дослідження впливу ступеня закручення потоку, що перекачується на ККД насосу. Математичне моделювання проведено за допомогою рішення рівнянь Нав'є-Стоксу, осереднених за Рейнольдсом в програмному комплексі OpenFoam.

2. Відносний ККД зростає зі збільшенням ступеня закручення потоку, що перекачується. Це підтверджує попередні припущення про зменшення втрати на удар у процесі змішання взаємодіючих потоків та зменшення втрати енергії основного потоку на розкручення потоку, що перекачується.

3. Використання попереднього закручення потоку, що перекачується привело до більш досконалих енергетичних характеристик насосів. Так відносне зростання ККД вихрекамерних насосів із закрученням потоку склало майже 35 %.

 Попереднє закручення вхідного потоку практично не впливає на розподіл тангенціальної та осьової складових швидкостей у вихровій камері.
1. Сьомін Д. О. Сполучення Список літератури: вихрових виконавчих пристроїв із сучасними системами управління / Д. О. Сьомін, В. О. Павлюченко, В. І. Ремень [та ін.]. – Луганськ : Східноукр. нац. ун-т ім. В. Даля, 2002. – 174 с. 2. Syomin D. Vortex mechanical devices in control systems of fluid mediums / D. Syomin, V. Pavljuchenko, Y. Maltsev [et al.]. // TEKA. Commission of motorization and power industry in agriculture. - Lublin : TEKA Kom. Мот. Energ. Roln. - 2010. - № 10. - Р. 440-445. 3. Суслов А. Д. Вихревые аппараты / А. Д. Суслов, С. В. Иванов, А.В. Мурашкин [и др.]. – М. : Машиностроение, 1985. – 256 с. 4. Меркулов А. П. Вихревой эффект и его применение в технике / А. П. Меркулов -М.: Машиностроение, 1969. – 184 с. 5. Соколов Е. Я. Струйные аппараты / Е. Я. Соколов, Н. М. Зингер. – М.: Энергоатомиздат, 1989. - 352 c. 6. Levchenko D. Regime characteristics of vacuum unit with a vortex ejector stage with different geometry of its flow path / D. Levchenko, S. Meleychuk, V. Arseniev // Procedia Engineering. -Vol. 39 P. 28-34 2012. Режим доступа http://dx.doi.org/10.1016/j.proeng.2012.07.004. 7. Mills D. Pneumatic Conveying Design Guide : 2nd Edition / D. Mills. - Bitterworth-Heineman, 2004. - 638 p. 8. Syomin D. Power characteristics of superchargers with vortex work chamber / D. Syomin, A. Rogovoy // Polish academy of sciences branch in Lublin. TEKA. Commission of motorization and power industry in agriculture. - Lublin : TEKA Kom. Mot. Energ. Roln. - 2010. - № 19. - P. 232-240. 9. Syomin D. Features of a working process and characteristics of irrotational centrifugal pumps. / D. Syomin, A. Rogovyi // Procedia Engineering. - 2012. - Vol. 39. - P. 231-237. - Режим доступа : http://dx.doi.org/10.1016/j.proeng.2012.07.029. 10. Халатов А. А. Теплообмен и гидродинамика в полях центробежных сил / А. А. Халатов, А. А. Авраменко, И. В. Шевчук. -Киев : Ин-т техн. теплофизики НАН Украины, 2000. – Т. 3 : Закрученные потоки. – 477 с. 11. Beck Jeffrey L. . Vortex injection method and apparatus / Jeffrey L. Beck // Патент США № 4449862 : 1980. 12. Смульский И. И. Аэродинамика и процессы в вихревых камерах / И. И. Смульский. - Новосибирск : ВО «Наука», 1992. -301 c. 13. Batchelor G. K. An introduction to fluid dynamics / G. K. Batchelo. - Cambridge university press, 2000. 14. Pletcher R. H. Computational fluid mechanics and heat transfer / R. H. Pletcher, J. C. Tannehil, D. Anderson. - CRC Press, 2012. 15. Wilcox D. C. Turbulence modeling for CFD / D. C. Wilcox. - La Canada, CA : DCW industries, 1998. - T. 2. - C. 103-217. 16. Menter F. R. Two-Equation

Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications / F. R. Menter // AIAA Journal. – 1994. – Vol. 32, № 8. P. 1598–1605.

References: 1. S'omin, D. O., et al. Spoluchennja vihrovih vikonavchih pristroïv iz suchasnimi sistemami upravlinnja. Lugansk: Shidnoukr. nac. un-t im. V. Dalja, 2002. Print. 2. Syomin, D., et al. "Vortex mechanical devices in control systems of fluid mediums." Commission of motorization and power industry in agriculture. No. 10. Lublin: TEKA Kom. Mot. Energ. Roln, 2010. 440-445. Print. 3. Suslov, A. D., et al. Vihrevve apparaty. Moskow: Mashinostroenie, 1985. Print. 4. Merkulov, A. P. Vihrevoj jeffekt i ego primenenie v tehnike. Moskow: Mashinostroenie, 1969. Print. 5. Sokolov, E. Ja., and N. M. Zinger. Strujnye apparaty. Moskow: Jenergoatomizdat, 1989. Print. "Regime S. Meleychuk V. Arseniev. 6. Levchenko, D., and characteristics of vacuum unit with a vortex ejector stage with different geometry of its flow path." Procedia Engineering. Vol. 39. 2012. 28-34. Web. 05 November 2015 < http://dx.doi.org/10.1016/j.proeng.2012.07.004>. 7. Mills, D. Pneumatic Conveying Design Guide 2nd ed. Bitterworth-Heineman, 2004. Print. 8. Syomin, D., and A. Rogovoy. "Power characteristics of superchargers with vortex work chamber." Commission of motorization and power industry in agriculture. No. 19. Lublin: TEKA Kom. Mot. Energ. Roln, 2010. 232-240. Print. 9. Syomin, D., and A. Rogovoy. Features of a working process and characteristics of irrotational centrifugal pumps. Procedia Engineering. Vol. 39. 2012. 231 - 237Web 05 November 2015 <http://dx.doi.org/10.1016/j.proeng.2012.07.029>. 10. Halatov, A. A., A. A. Avramenko and I. V. Shevchuk. Teploobmen i gidrodinamika v poljah centrobezhnyh sil. Vol. 3. Kiev: In-t. tehn. teplofiziki NAN Ukrainy, 2000. Print. 11. Beck, Jeffrey L. Vortex injection method and apparatus. Patent USA No. 4449862. 1980. Print. 12. Smul'skij, I. I. Ajerodinamika i processy v ivhrevyh kamerah. Novosibirsk: VO "Nauka", 1992. Print. **13.** Batchelor, G. K. An introduction to fluid dynamics. Cambridge university press, 2000. Print. 14. Pletcher, R. H., J. C. Tannehill and D. Anderson. Computational fluid mechanics and heat transfer. CRC Press, 2012. Print. 15. Wilcox, D. C., et al. Turbulence modeling for CFD. Vol. 2. La Canada, CA: DCW industries, 1998. 103-217. Print. 16. Menter, F. R. "Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications". AIAA Journal 32.8 (1994): 1598-1605. Print.

Надійшла (received) 05.11.2015

Сьомін Дмитро Олександрович – доктор технічних наук, професор, Східноукраїнський національний університет імені Володимира Даля, професор кафедри «Гідрогазодинаміка», м. Сєвєродонецьк; тел.: (06452) 40-34-2; e-mail: sdaa261@ukr.net.

Syomin Dmitry Oleksandrovych – Doctor of Technical Sciences, Full Professor, Volodymyr Dahl East-Ukraine National University, Professor at the Department of "Fluid Dynamics", Severodonetsk; tel.: (06452) 40-34-2; e-mail: sdaa261@ukr.net.

Роговий Андрій Сергійович – кандидат технічних наук, доцент, Харківський національний автомобільнодорожній університет, доцент кафедри «Теоретична механіка і гідравліка», м. Харків; тел.: (057) 707-37-30; e-mail: asrogovoy@ukr.net.

Rogovyi Andrii Serhiyovych – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Docent, Kharkiv National Automobile and Highway University, Associate Professor at the Department of "Theoretical Mechanics and Hydraulics", Kharkiv; tel.: (057) 707-37-30; e-mail: asrogovoy@ukr.net.

Левашов Артем Миколайович – Східноукраїнський національний університет імені Володимира Даля, аспірант кафедри «Гідрогазодинаміка», м. Сєвєродонецьк; тел.: (06452) 40-34-2; e-mail: boschcdi@mail.ru.

Levashov Artem Mykolayovych – Volodymyr Dahl East-Ukraine National University, Postgraduate Student at the Department of "Fluid Dynamics", Severodonetsk; tel.: (06452) 40-34-2; e-mail: boschcdi@mail.ru.

УДК 62-522.2

П. М. АНДРЕНКО, О. В. ДМИТРІЄНКО, А. Ю. ЛЕБЕДЄВ

ПІДВИЩЕННЯ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ ЕЛЕКТРОГІДРАВЛІЧНОГО МЕХАТРОННОГО МОДУЛЯ РУХУ

Проаналізовані схемні та конструктивні рішення, які впливають на енергоефективність сучасного промислового устаткування та машин. Наведено схемну реалізацію перспективного електрогідравлічного мехатронного модуля руху та встановлено його структуру. Доведено, що енергоефективність електрогідравлічного мехатронного модуля руху значною мірою залежить від робочих та конструктивних параметрів його виконавчого механізму, а саме гідроциліндра. Розроблена методика оцінки енергоефективності гідроциліндра електрогідравлічного мехатронного модуля руху з різними конструктивними та робочими параметрами, яка може бути використана при енергетичній оцінці інших гідравлічних пристроїв.

Ключові слова: енергоефективність, мехатронний модуль руху, гідроциліндр, ефективна сила, діаметр гідроциліндра, тиск.

Вступ. Підвищення енергетичної ефективності сучасного промислового устаткування та машин є однією з основних тенденцій їх розвитку. Стосовно гідроприводів, які знайшли широке використання в таких машинах та устаткуванні, є використання мехатронних модулів pyxy [1]. Сучасний електрогідравлічний мехатронний модуль pyxy (EMMP), який реалізує заданий алгоритм функціонування, крім електричного блоку керування і гідравлічного виконавчого механізму містить гідророзподільник (ГР) з пропорційним електричним керуванням з нульовим перекриттям встановленим у першому каскаді, безпосередньо біля виконавчого механізму, рис. 1 [2].



Рис. 1 – Схема ЕММР: Р – пропорційний гідророзподільник; Ц – гідроциліндр; ДП – датчик переміщень; БК – блок керування

Проведений в статті [3] аналіз факторів, які впливають на енергетичну ефективність систем гідроприводів дозволив встановити, що тільки підвищення енергетичної ефективності роботи гідравлічної частини устаткування або машини дозволить значно зменшити витрати на ïx експлуатацію у цілому, що для промислових підприємств є вагомим чинником який дозволить зменшити енергоспоживання, заощадити значні кошти.

Аналіз літературних джерел. Проектування гідравлічних систем пристроїв базується на фундаментальних роботах Є. І. Абрамова, Т. М. Башти, В. П. Бочарова, М. С. Гаминіна, О.П. Губарева, Г. Й. Зайончковського, З. Я. Лур'є, Б. Л. Коробочкіна, О. Ф. Луговського, Г. А. Нікітіна, К. Л. Навроцького, Д. М. Попова, В. М. Прокоф'єва, В. Б. Струтинського, W. Mednisa, З.Л. Фінкельштейна, Ю. І. Чупракова, Е. М. Хаймовича та ін. В цих роботах, як і багатьох інших, наведені теоретичні основи розрахунку та проектування систем гідроприводів, насосів, гідроапаратури й інших гідравлічних пристроїв. Однак в цих роботах недостатньо уваги приділено підвищенню енергетичної ефективності гідравлічних систем та пристроїв, зокрема в них не розглядається ЕММР.

В науково-технічній літературі достатньо багато уваги приділяється питанням підвищення енергоефективності систем гідроприводів. Так в роботі [4] дані рекомендації щодо місця встановлення регулюючих гідроапаратів при дросельному способі регулювання швидкістю виконавчого механізму, збільшення жорсткості навантажувальної характеристики гідроприводу, визначення раціонального значення площі прохідного перетину регулюючого дроселя та ККД привода, використання пневмогідравлічного акумулятора і вибір його раціональних параметрів. Наведені математичні моделі гідроприводів. Велику увагу приділено гідроприводам з машинним регулюванням швидкості. Однак в даній роботі не розглядається ЕММР. Аналогічні питання розглядаються і в роботах [5, 6]. зменшення впливу гідроліній, підвищення Для провідних герметичності ряд світових фірм пропанують використовувати апарати вкрутного монтажу на базі яких розробляти гідроблоки.

Слід зазначити, що конструктивні та робочі параметри гідравлічної частини ЕММР, такі як діаметр умовного проходу каналів та трубопроводів, геометричні розміри гідроциліндра (ГЦ), номінальне значення тиску живлення, вибирають з ряду відповідного ДСТУ, і приймають, що при його роботі відсутні: кавітація, гідравлічний удар і виконується умова нерозривності робочої рідини. В статті [1] встановлено, що сучасні системи гідроприводів працюють в діапазоні тиску 10-32 МПа, причому при ускладнюється подальшому зростанні тиску конструктивне виконання окремих пристроїв гідроприводу енергетичні та знижуються ïχ

© П. М. Андренко, О. В. Дмитрієнко, А. Ю. Лебедєв, 2016

характеристики. Проведений нами аналіз науковотехнічної літератури не виявив робот в яких би розглядалися питання енергоефективності ЕММР.

Основна частина. Гідравлічна частина ЕММР містить ГЦ та встановлений безпосередньо біля нього ГР з пропорційним електричним керуванням з нульовим перекриттям. Таким чином енергоефективність такого молуля визначається характеристиками ГЦ та ГР. Що стосується ГР його характеристики достатньо докладно розглянуті в роботах [5, 7] і інших. При розгляді характеристик ГР, зазвичай вважають, що його гідравлічні провідності утворені дроселюючими кромками, при рівних значеннях переміщення запірно-регулюючого елемента однакові, радіальний зазор, перетоки робочої рідини і опір внутрішніх каналі настільки малий, що їм можна знехтувати, а його енергоефективність визначається ККД. В роботах [8, 9] досить докладно проаналізовані шляхи підвищення ККД ГР, тому далі при розгляді енеггоефективності ЕММР будемо вважати, що рекомендації наведені в даних роботах виконуються та ККД ГР має максимальне значення. Таким чином енеггоефективність ЕММР значною мірою визначається енергоефективністью ГЦ.

Зазвичай вибір конструктивних та робочих параметрів ГЦ проводять використовуючи відому залежність за формулою для визначення його діаметра $D_{\rm ru}$. Попередньо задаються значенням номінального тиску в гідросистемі $p_{\rm HOM}$ Па (який вибирають з номінального ряду, відповідно до ГОСТ 12445-80), визначають діаметр поршня ГЦ.

$$D'_{\rm ru} = \sqrt{\frac{4F_{\rm ru\,max}}{\pi p_{\rm HoM} \eta_{\rm ru}}}$$
(1)

де F_{rumax} — максимальне зусилля на штоку ГЦ; η_{ru} — гідромеханічний КПД ГЦ, $\eta_{ru} = 0.93 - 0.97$ [10].

Необхідний стандартний діаметр поршня D_{ru} ,

повинен, як мінімум на 10 % бути більшим за D'_{rq} . Його значення вибирають з стандартного ряду. Дійсний тиск в ГЦ визначають з відомої формули:

$$p_{\rm ru} = \frac{4F_{\rm ru\,max}}{\pi D_{\rm ru}^2 \eta_{\rm ru}} \tag{2}$$

Причому визначений за формулою (2) риск в ГЦ обмежують значенням $p_{ru} \leq p_{ru}^*$, де p_{ru}^* визначають з умови його міцності.

Наведена методика визначення конструктивних параметрів не дозволяє провести оцінку його енергоефективності.

В роботі [11] вибір конструктивних параметрів ГЦ роблять за питомим робочим об'ємом, отриманим за результатами енергетичного розрахунку виконавчого механізму:

$$q_{\rm A} = \frac{H_{\rm H}}{p_{\rm HOM} \eta_{\rm \Gamma a} \eta_{\rm A M}} \tag{3}$$

де $H_{\rm H}$ – максимальне зовнішнє навантаження;

*p*_{ном} – номінальний тиск;

 η_{ra} — гідравлічний ККД який враховує втрати енергії в лініях та апаратах;

$$\eta_{{}_{\rm M}{}_{\rm M}}$$
 – механічний ККД.

Діаметр поршня ГЦ визначають за формулою:

$$D_{\rm ru} = \sqrt{\frac{4q_{\rm n}}{\pi}} \tag{4}$$

та уточнюють, вибираючи з нормального ряду.

Наведена методика не дозволяє просто визначити енергетичну ефективність ГЦ. Крім того вона містить η_{ra} , η_{AM} , значення яких визначають з каталогів і які лежать в дуже широкому діапазоні. Наприклад для гідроприводів з потужністю вихідної ланки 0,5-5 кВт $\eta_{ra} = 0,75-0,95$. В ній відсутні рекомендації щодо оцінювання ГЦ з різними діаметрами поршня та різним рівнем тиску в гідросистемі.

Значною мірою енергоефективність ГЦ залежить від витоків та перетікань в ньому, розрахунок яких може бути здійснений за формулою [12]:

$$q_{\mu} = \pi D_{\mu} h_{\mu} \sqrt{\frac{2\Delta p_{\mu}}{\zeta \rho_{p}}} .$$
 (5)

де q_щ – витоки крізь щілину;

 D_{μ} і h_{μ} – відповідно діаметр і висота щілини;

 $\Delta p_{\rm m}$ – перепад тиску на щілині;

 ζ і $\rho_{\rm p}$ – відповідно коефіцієнт гідравлічного опору щілини і густина робочої рідини.

Формула (5) носить загальний характер. Розрахунок за нею витоків та перетікань в ГЦ потребує експериментального уточнення. Як відмічено в [12] витоки в ущільнення гідравлічних пристроях та елементах значною мірою залежать від багатьох чинників, зокрема якості ущільнюючих поверхонь, матеріалу та форми ущільнюючого елемента, температури робочої рідини тощо. У загальному випадку витоки та перетікання гідравлічних пристроїв та апаратів оцінюють об'ємним коефіцієнтом корисної дії η_0 . Так як сучасні практично ущільнення забезпечують повну герметичність то об'ємний ККД ГЦ $\eta_0 \approx 1$.

Таким чином, енергоефективність ЕММР цілком визначається енергетичними характеристиками ГЦ. Таким чином, розробка методики оцінки енергоефективності ГЦ з різними конструктивними та робочими параметрами є актуальною науковотехнічною задачею вирішення якої дозволить підвищити енергоефективність ЕММР.

Оцінка енергоефективності ГЦ ЕММР. Розглянемо ГЦ, рис. 2. Зусилля на його штоку в загальному вигляді визначається з рівняння [13].

 $F_{\rm ru} = F_R + F_{\rm rp\,n} + F_{\rm rp\,u} + F_{\rm rp\,H} + F_{\rm np\,ru} + F_{\rm uh\,ru}, \quad (6)$

де F_R — корисне навантаження на штоку гідроциліндра, H;

*F*_{тр п} – сила тертя поршня гідроциліндра, Н;

*F*_{то ш} – сила тертя штока в ущільненні, Н;

 $F_{_{\rm тр\,H}}$ — сила тертя в штока гідроциліндра в пристрої що направляє, Н;

 $F_{\rm пр\, ru}$ – сила, яка виникає під дією тиску у зливній порожнині гідроциліндра, H;

 $F_{_{\rm ин\, ru}}$ — сила інерції, що виникає при розгоніпоршня гідроциліндра, Н.



Теоретичне максимальне зусилля на штоку ГЦ визначається за формулою, Н:

$$F_{\rm ru\,max} = \frac{\pi D_{\rm ru}^2}{4} p_1.$$
 (7)

Визначимо складові які входять до рівняння (6). $F_{\rm тр.m.}$ визначається за формулою [14], H:

$$F_{\rm rp\,\scriptstyle III} = \pi d_{\rm yII} H_{\rm yII} k_{\rm rp\,\scriptstyle III} (p + p_{\rm k}), \qquad (8)$$

де d_{vu} – діаметр поверхні яка ущільнюється, мм;

*H*_{vu} – ширина поверхні яка ущільнюється, мм;

 $k_{{}_{\rm тр\, III}}$ – коефіцієнт тертя, $k_{{}_{\rm тр\, III}} = 0,1-0,13$,

 $k_{\rm TP \ III} = 0,12$;

р – тиск масла в гідросистемі, МПа;

 p_{κ} — контактний тиск, який виникає при монтажі, $p_{\kappa} = 2-5$ МПа, приймаємо $p_{\kappa} = 3$ МПа.

*F*_{тр п} розраховується за формулою [14], Н:

$$F_{\rm rp\,\pi} = \pi D_{\rm ru} l_{\kappa} k_{\rm rp\,\pi} \left(p + n p_{\kappa} \right), \tag{9}$$

де D_{ru} – діаметр поршня ГЦ, мм;

 l_{κ} – ширина ущільнюючого кільця, мм;

 $k_{\rm трп}$ — коефіцієнт тертя, $k_{\rm трп} = 0,07 - 0,15$ (збільшується при зменшенні швидкості руху), приймаємо $k_{\rm трп} = 0,1$;

n – кількість кілець;

р – тиск масла в гідросистемі, МПа;

 p_{κ} – контактний тиск поршневого кільця, МПа, який залежить від от D_{π} , та становить $p_{\kappa} = 0.5$ МПа [12].

Зазначимо, що для ГЦ АZР фірми Atosn=1,
а $l_{\kappa}=2\,$ мм.

*F*_{тр н} визначається за формулою, Н:

$$F_{\rm rp\, {\rm H}} = \left(F_{G\,{\rm H}} + F_{\rm np}\right) k_{\rm rp\, {\rm H}}, \qquad (10)$$

де $k_{\text{тр}\,\text{H}}$ – коефіцієнт тертя спокою, $k_{\text{тр}\,\text{H}} = 0,16$ [14];

 $F_{\rm np}$ – сила яка притискує робочий орган модуля до пристрою що направляє, Н;

 $F_{G_{\rm H}}$ – сила, яка виникає під дією ваги робочого органу модуля разом з приведеними до штока рухомими частинами, та розраховується за формулою, Н:

$$F_{GH} = k_{\text{тр}\,G} m_G g , \qquad (11)$$

де $k_{\text{тр}\,G}$ — коефіцієнт тертя ковзання, $k_{\text{тр}\,G} = 0.18$, [15];

m_G – маса поршня і штока з приведеними до штока рухомими частинами, кг;

Сила *F*_{пр ги} визначається за залежністю, Н:

$$F_{\rm np\,ru} = \frac{\pi \left(D_{\rm ru}^2 - d_{\rm mr}^2 \right)}{4} p_2 \,, \qquad (12)$$

де $d_{\mu \tau}$ – діаметр штока ГЦ, м;

де

*p*₂ – тиск в зливній порожнині, Па.

*F*_{ин гп} визначається за формулою, Н:

$$F_{\rm HH\ ru} = ma = \frac{G_{\rm ru}v}{gt_0},\tag{13}$$

$$G_{\rm ru}$$
 – приблизна вага рухомих частин, H;

v – максимальна швидкість робочого органа модуля, м/с;

 t_0 – час розгону поршня до робочій швидкості, с, $t_0 = 0.01 - 0.5$ с[14].

Для подальших розрахунків визначимо розміри одноштокового ГЦ визначали через діаметр поршня – D_{ru} . Зазвичай $d_{urr} \approx 0.3 - 0.7 D_{ru}$, та гідросистем у яких тиск більший за 10 МПа становить $d_{urr} = 0.7 D_{ru}$. З конструктивних міркувань приймали: $H_n = d_{urr}$; $l_{urr} = D_{ru}$; $L_{ru} = l_{urr} + H_n$; товщина корпуса та кришок ГЦ $\delta = 0.05 D_{ru}$.

Визначали об'єм окремих елементів ГЦ залежно від D_{ru} . За результатами розрахунків отримали, о сумарний об'єм металевих частин ГЦ становить $W_{ru} = 1,28 \cdot D_{ru}^3$. Вагу ГЦ G_{ru} , залежно від діаметра D_{ru} знаходили з залежності, Н:

$$G_{\rm ru} = W_{\rm ru} \rho_{\rm cr} g ,$$

де $\rho_{\rm cr}$ і g – відповідно щільність сталі і прискорення вільного падіння.

$$G_{\rm ru} = 12795, 5D_{\rm ru}^3$$
. (14)

3 рівняння (6) визначали силу яка витрачається на тертя:

$$F_{\rm Tp\,\Sigma} = F_{\rm Tp\,\Pi} + F_{\rm Tp\,II} + F_{\rm Tp\,II} \,. \tag{15}$$

Нехтуючи гідравлічним опором каналів, можемо записати: $p_1 = p_{_{\rm H}}$, $p_2 = p_{_{3\pi}}$. Приймали $p_2 = p_{_{3\pi}} = 0$. Тоді ефективна сила на штоку ГЦ:

$$F_{r\mu e\phi} = F_{r\mu max} - F_{rp\Sigma}.$$
(16)

Для подальшого аналізу енергетичної ефективності ГЦ введемо питому ефективну силу ГЦ – відношення ефективної сили на штоку ГЦ до його ваги:

$$\overline{F}_{\rm nr\,ru} = \frac{F_{\rm ru\,e\phi}}{G_{\rm ru}} \,. \tag{17}$$

Далі розглядали ГЦ з D_{ru} , які відповідають стандартному ряду, а саме: 40; 50; 63; 80; 100; 125; 160 і 200 мм.

Використовуючи формули (7)–(17) знаходили G_{ru} і \overline{F}_{nrru} результати розрахунку заносили в табл. 1 і табл. 2.

Таблиця 1 – Залежність	G_{ru}	ГЦ від його діаметра
------------------------	----------	----------------------

$D_{ m ru}$, мм	40	50	63	80	100	125	160	200
$G_{ m ru}$, H	0,819	1,599	3,199	6,551	12,796	24,991	53,41	102,364

T f h h h				
	H	$[] [] n_1 \pi /]$	TO THOMY D DITIO	OHOTANI
$1 a_{UIIIIIIIIIIIIIIIIIIIIIIIIIIIIIIIIIII$	1'	$I \amalg BI \square D_{}$		системи
	IIT FII	1 /1 FI		

$\overline{F}_{_{ m IT \ FI}} \cdot 10^{-3}$								
$D_{ m ru}$, мм /p, МПа	40	50	63	80	100	125	160	200
10	12,74	10,06	7,871	5,996	4,627	3,528	2,562	1,871
12,5	16,624	12,88	10,07	7,766	6,046	4,665	3,452	2,584
16	21,15	16,82	13,21	10,24	8,033	6,257	4,698	3,581
20	26,75	21,32	18,80	13,08	10,30	8,077	6,122	4,722
25	33,75	26,95	21,28	16,62	13,14	10,35	7,902	6,147
32	43,56	34,82	27,55	21,57	17,12	13,54	10,39	8,142

З аналізу табл. 2 видно, що зі збільшенням тиску в гідросистемі зростає питома ефективна сила ГЦ, тобто підвищується його енергоефективність. Зі збільшенням діаметра ГЦ D_{ru} зростає його вага (див. табл. 1) та збільшуються втрати на тертя, що видно також з аналізу формул (8)–(10). Крім того зі збільшенням ваги ГЦ зростає сила інерції, що виникає при розгоні поршня ГЦ, формула (13).

Висновок. Запропоновано оцінку ЕММП проводити за енергетичною ефективністю його ГЦ. Уперше для оцінки енергетичної ефективності ГЦ запропоновано використовувати його питому ефективну силу – відношення ефективної сили на штоку ГЦ до його ваги. Розроблена методика оцінки енергоефективності ΓЦ EMMP 3 різними конструктивними та робочими параметрами має універсальний характер і може бути використана при енергетичній оцінці інших гідравлічних пристроїв. За результатами розрахункових досліджень встановлено, що при визначені конструктивних та робочих параметрів ГЦ ЕММР, для підвищення його енергоефективності, перевагу над збільшенням геометричних розмірів, зокрема діаметра ГЦ, слід надавати збільшенню тиску в гідросистемі.

Список літератури: 1. Андренко П. Н. Тенденции развития объемных гидроприводов / П. Н. Андренко, З. Я. Лурье // Промислова гідравліка і пневматика. – Вінниця : ВДАУ, 2013. – № 3 (41). – С. 3–12. 2. Андренко П. М. Динамічний синтез мехатронного модуля руху / П. М. Андренко, О. В. Дмитріснко // Вісник НТУ «ХПІ». Сер.: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х. : НТУ «ХПІ», 2014. – № 1 (1044). – С. 157–163. 3. Самандиджан Х. Аналіз факторів, які впливають на енергетичну ефективність гідроприводів / Х. Самандиджан, О. В. Левченко // Промислова гідравліка і пневматика. – Вінниця : ВДАУ, 2014. – № 2 (44). – С. 78–82. 4. Крутиков Г. А. Системи гідроприводів : навч. посіб. / Г. А. Крутиков, М. Г. Стрижак. – Х. : НТУ «ХПІ»,

Вісник НТУ «ХПІ». 2016. № 20 (1192)

2014. – 240 с. 5. Аврунин Г. А. Гидравлическое оборудование строительных и дорожных машин / Г. А. Аврунин, И. Г. Кириченко, В. Б. Самородок. – Х.: ХНАДУ, 2012 – 464 с. **6.** Аврунин Г. А. Объемный гидропривод и гидропневмоавтоматика : учебн. пособ. / Г. А. Аврунин, И. В. Грицай, И. Г. Кириченко [и др.]. – Х.: ХНАДУ, 2008 – 412 с. 7. Андренко П. М. Гідравлічні пристрої мехатронних систем : навч. посіб. / П. М. Андренко. - Х. : НТУ «ХПІ», 2014. -188 с. 8. Гамынин Н. С. Гидравлический привод систем управления Н. С. Гамынин. – М.: Машиностроение, 1972. 376 c. 9. Андренко П. М. Розвиток наукових основ проектування апаратів з гідравлічною осциляцією для систем гідроприводів : дис. ... док. техн. наук: 05.02.02 / Андренко Павло Миколайович. - Х., 2008. -455 с. 10. Финкельштейн З. Л. Расчет, проектирование и эксплуатация объемного гидропривода / З. Л. Финкельштейн, О. М. Яхно, В. Г. Чебан [и др.]. – К. : НТУУ «КПИ», 2006. – 216 с. 11. Навроцкий К. Л. Теория и проектирование гидро- и пневмоприводов : учебн. для вузов / К. Л. Навроцкий. - М. : Машиностроение, 1991. - 384 с. 12. Кондаков Л. А. Уплотнение и техника : справочник / Л. А. Кондаков, уплотнительная А. И. Голубев, В. Б. Овандер [и др.]. - М.: Машиностроение, 1986. -464 с. 13. Тихенко В. Н. Методические указания к выполнению курсовой работы по дисциплине «Приводы станков и механизмов» Ч. 1 Гидравлические приводы / В. Н. Тихенко, А. А. Волков. -Одесса: ОНПУ, 2013. - 128 с. 14. Свешнников В. К. Станочные гидроприводы : справочник / В. К. Свешнников, А. А. Усов. - М. : Машиностроение, 1988. – 456 с. 15. Кузмичев В. Е. Законы и формулы физики : справочник / В. Е. Кузмичев. - К. : Наукова думка, 1989. – 864 с.

References: 1. Andrenko, P. N., and Z. Ya. Lur'e. "Tendentsyy razvytyya hydropryvodov." *Promyslova hidravlika i pnevmatyka*. Vinnytsia: VDAU. No. 3 (41). 2013. 3-12. Print. 2. Andrenko, P. M., and O. V. Dmytriyenko. "Dynamichnyy syntez mekhatronnoho modulya rukhu." Visnyk NTU "KhPI". Ser: Enerhetychni ta teplotekhnichni protsesy y ustatkuvannya. Kharkiv: NTU "KhPI". No. 1 (1044). 2014. 157-163. Print. 3. Samandydzhan, Kh., and O. V. Levchenko. "Analiz faktoriv, yaki vplyvayut' na enerhetychnu efektyvnist' hidropryvodiv." Promyslova hidravlika i pnevmatyka. Vinnytsia: VDAU. No 2 (44). 2014. 78-82. Print. 4. Krutykov, H. A., and M. H. Stryzhak. Systemy hidropryvodiv: navch. posib. Kharkiv: NTU "KhPI", 2014. Print. 5. Avrunyn, H. A., Y. H. Kyrychenko and V. B. Samorodok. Hydravlycheskoe oborudovanye stroytel'nykh y dorozhnykh mashyn. Kharkov: KhNADU, 2012. Print. 6. Avrunyn, H. A., et al. Ob'emnyy hydropryvod y hydropnevmoavtomatyka: ucheb. posob. Kharkov: KhNADU, 2008. Print. 7. Andrenko, P. M. Hidravlichni prystroyi mekhatronnykh system: navch. posib. Kharkiv: NTU "KhPI", 2014. Print. 8. Hamynyn, N. S. Hydravlycheskyy pryvod system upravlenyya. Moscow: Mashynostroenye, 1972. Print. 9. Andrenko, P. M. Rozvytok naukovykh osnov proektuvannya aparativ z hidravlichnoyu ostsylyatsiyeyu dlya system hidropryvodiv. Dis. dok. ... tekhn. nauk. Kharkiv, 2008. Print. 10. Fynkel'shteyn, Z. L., et al. Raschet, proektyrovanye y ekspluatatsyya ob'emnoho hydropryvoda. Kiev: NTUU "KPY", 2006. Print. 11. Navrotskyy, K. L. Teoryya y proektyrovanye hydro- y pnevmopryvodov: ucheb. dlya vuzov. Moscow: Mashynostroenye, 1991. Print. 12. Kondakov, L. A., et al. Uplotnenye y uplotnytel'naya tekhnyka: spravochnyk. Moscow: Mashynostroenye, 1986. Print. **13.** Tykhenko, V. N., and A. A. Volkov. *Metodycheskye* ukazanyya k vypolnenyyu kursovoy raboty po dystsyplyne "Pryvody stankov y mekhanyzmov" Ch. 1 Hydravlycheskye pryvody. Odessa: ONPU, 2013. Print. **14.** Sveshnnykov, V. K., and A. A. Usov. Stanochnye hydropryvody: spravochnyk. Moscow: Mashynostroenye, 1988. Print. **15.** Kuzmychev, V. E. Zakony y formuly fyzyky: spravochnyk. Kiev: Naukova dumka, 1989. Print.

Надійшла (received) 31.11.2015

Андренко Павло Миколайович – доктор технічних наук, професор, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», професор кафедри «Гідропневмоавтоматика і гідропривод», м. Харків; тел.: (067)103-88-83; e-mail: and renko47@mail.ru.

Andrenko Pavlo Mykolayevich – Doctor of Technical Sciences, Full Professor, National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Professor at the Department of "Hydro-and-pneumatic and hydraulic drive", Kharkiv; tel.: (067)103-88-83; e-mail: andrenko47@mail.ru.

Дмитрієнко Ольга Вячеславівна – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри «Гідравлічні машини», м. Харків; тел.: (093)501-22-79; 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", Kharkiv; tel.: (093)501-22-79; e-mail: olga_dm@meta.ua.

Лебедєв Антон Юрійович – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», аспірант кафедри «Гідропневмоавтоматика і гідропривод», м. Харків; тел.: (050) 842-14-04; е-mail: anton.kh@mail.ru.

Lebedev Anton Yuriyevych – National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Postgraduate Student at the Department of "Hydro-and-pneumatic and hydraulic drive", Kharkiv; tel.: (050) 842-14-04; e-mail: anton.kh@mail.ru.

М. Б. МАРАХОВСКИЙ, А. И. ГАСЮК, М. М. КУЗНЕЦОВА

АНАЛИЗ ФОРМИРОВАНИЯ ТОЧКИ ОПТИМАЛЬНОГО РЕЖИМА ВЫСОКОНАПОРНОЙ РАДИАЛЬНО-ОСЕВОЙ ГИДРОТУРБИНЫ НА ОСНОВЕ ЕЕ УНИВЕРСАЛЬНОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ

Предложена математическая модель рабочего процесса турбины, позволяющая производить анализ формирования точки оптимального режима работы с точки зрения максимума гидравлического КПД. Константы, характеризующие потери в элементах проточной части, определяются на основе данных универсальной характеристики модели. Полученные зависимости позволяют производить прогнозную оценку энергетических качеств подвода, рабочего колеса и отсасывающей трубы. Математическая модель позволяет описывать рабочий процесс в проточной части на начальной стадии проектирования или ее модернизации.

Произведен анализ влияния потерь в элементах проточной части на положение точки оптимального режима гидротурбины.

Ключевые слова: гидротурбина, универсальная характеристика, математическая модель, проточная часть.

Введение. Универсальная характеристика гидротурбины, полученная в результате модельных испытаний, показывает связь режимных параметров (Q'_{1}, n'_{1}, a_{0}) и энергетических качеств (η, σ) ее проточной части. Однако связь эта представлена в интегральной форме, что затрудняет оценку влияния отдельных факторов на положение и величину оптимума в поле универсальной характеристики.

Для совершенствования существующей и проектирования новой проточной части важно знать влияние отдельных параметров на положение оптимального режима. Для этого необходимо построить математическую модель рабочего процесса, установить связь отдельных видов потерь с положением оптимума и, соответственно, оценить влияние геометрических параметров проточной части на зависимость этих видов потерь и энергетические качества гидротурбины.

Основная часть. В практике проектирования гидротурбин для прогнозирования энергетических качеств широко используются математические модели различной степени сложности и подробности описания потока в проточной части [1]. Однако, на начальной стадии проектирования чаще всего используют результаты испытаний моделей подобных турбин универсальную характеристику. Непосредственно на характеристике приведен КПД всей проточной части, что затрудняет оценку энергетических качеств составляющих ее элементов. Для выделения энергетических качеств подвода, отвода и рабочего колеса построим математическую модель рабочего процесса, а входящие в нее константы определим по данным универсальной характеристики.

Математическую модель построим в зависимости от безразмерных параметров – коэффициента теоретического напора (1) и коэффициента расхода (2). В зависимости от указанных безразмерных комплексов выражается важнейшая энергетическая характеристика гидротурбины – КПД (3):

$$K_H = \frac{gHD^4}{Q^2},\tag{1}$$

$$K_{Q} = \frac{\omega D^{3}}{Q}, \qquad (2)$$

$$\eta = \frac{K_N}{K_H} = f(K_Q, L, K_{\rm m}, \text{Re}).$$
(3)

Гидравлический КПД гидротурбины связан с общим КПД по выражению:

$$\eta = \eta_{\rm r} \eta_{\rm o} \eta_{\rm A}, \tag{4}$$

где: η_{o} – объемный КПД;

 $\eta_{\text{д}}$ – дисковый КПД.

Приведем уравнение баланса энергии:

$$H = H_T + h_{\rm r} \tag{5}$$

к безразмерной форме:

$$\frac{g}{Q_I'^2} = K_{HT} \eta_r^2 + K_{h_n} + K_{h_{msc}} \eta_o^2 + K_{h_{sr}} \,. \tag{6}$$

В этих уравнениях:

$$h_{\rm r} = h_{\rm m} + h_{\rm pk} + h_{\rm ot} \,.$$

Коэффициенты потерь выражаются соответственно по элементам проточной части по формуле:

$$K_{h_i} = \frac{gh_i D^4}{Q_I^2}.$$
 (7)

Используя безразмерную форму записи гидравлического КПД [2]

$$\eta_{\rm r} = \frac{K_{\rm HT}}{g} Q_I^{\prime 2} \,, \tag{8}$$

и, учитывая (4) и (6) представим функциональную модель рабочего процесса в виде:

$$\eta = \eta_{\rm r} \eta_{\rm o} \eta_{\rm g}; \ \eta_{\rm r} = \frac{K_{\rm HT}}{g} Q_I^{\prime 2}, \tag{9}$$

$$Q_{I}^{\prime 2} = \frac{g}{\left[\eta_{o}^{2}(K_{H} + K_{hpk}) + K_{hn} + K_{hor}\right]}.$$

Без учета масштабного эффекта, связанного с изменением числа Рейнольдса и относительной шероховатости, а также положив $\eta_{\rm A} = 1$, $\eta_{\rm o} = 1$, система (9) упрощается и принимает вид:

© М. Б. Мараховский, А. И. Гасюк, М. М. Кузнецова 2016

$$\eta_{\rm r} = \frac{K_{\rm HT} \left(\frac{\overline{\Gamma_0 D}}{Q}, K_Q, L_{\rm pk}\right)}{g} Q_I^{\prime 2}.$$
(10)

$$Q_{I}^{\prime 2} = \frac{g}{\left(K_{HT}\left(\frac{\overline{\Gamma_{0}D}}{Q}, K_{Q}, L_{p\kappa}\right) + K_{hp\kappa}\left(\frac{\overline{\Gamma_{0}D}}{Q}, K_{Q}, L_{p\kappa}\right) + \left(K_{hn}\left(\frac{\overline{\Gamma_{0}D}}{Q}, L_{n}\right) + K_{hor}\left(K_{Q}, L_{or}\right)\right)\right)}$$

Система (10),представляет собой математическую модель рабочего процесса, описывающую взаимосвязь режимных И геометрических параметров гидротурбины в характерных сечениях (рис. 1). Она является основой, как для прогнозирования кинематических И энергетических характеристик, так и для оптимизации элементов проточной части в процессе ee проектирования.



Рис. 1 – Характерные сечения проточной части

Функциональные зависимости (10) являются исходными для расчета основной энергетической характеристики гидротурбины – ее универсальной характеристики. Выводы развернутых выражений для K_{HT} и K_h приведены в работе [3].

Для анализа энергетических качеств проточной части гидротурбины типа PO-310 представим функциональные уравнения (10) в виде [2, 4]:

Коэффициент теоретического напора равен:

$$K_{HT} = \frac{1}{2\pi} \left(y + \mu - \frac{\pi}{2} \lambda^2 K_Q \right) K_Q, \qquad (11)$$

$$\mu = \frac{ctg\beta_2}{S_2}, \qquad (12)$$

$$\lambda = \frac{r_2}{R} \sqrt{1 + \frac{\pi}{z} \sin \beta_{2\Gamma} \sin \delta_2} , \qquad (13)$$

$$S_{1,2} = \frac{F_{1,2} \cos \gamma_{1,2}}{2\pi r_{1,2}} \,. \tag{14}$$

Зависимость коэффициента напора K_{HT} от режимных параметров K_Q и *у* для гидротурбины типа PO-310 приведена на рис. 2.



Рис.2 – Зависимость коэффициента напора K_{HT} от режимных параметров K_Q и y

Потери в спиральной камере, статоре, считаются постоянными. В качестве зависимых от режима выделяются ударные потери решетке в направляющего аппарата. В рабочем колесе учитываются потери трения, кромочные, концевые и ударные потери, являющиеся функцией режимных параметров. В отсасывающей трубе учитываются циркуляционные потери, потери от осевого вихря и потери на расширение потока:

$$K_{hn} = K_{0n} + a \left(\frac{ctg\alpha_c}{S_0} - \frac{ctg\alpha_0}{S_0} \right)^2, \qquad (15)$$

$$K_{hp\kappa} = K_{0p\kappa} + b \left(\frac{ctg\beta_1}{S_1} - \frac{ctg\beta_{10}}{S_1} \right)^2,$$
(16)

$$K_{hor} = K_{0or} + c \left(\frac{ctg\alpha_3}{S_3}\right)^2.$$
(17)

Используем связь углов в абсолютном и относительном движении и введем обозначения [5, 7]:

$$X_{m} = \frac{ctg\alpha_{0m}}{S_{0}}; \quad y = \frac{ctg\alpha_{1}}{S_{1}}; \quad \mu_{m} = \frac{ctg\beta_{50}}{S_{0}}, \quad (18)$$

$$\frac{ctg\beta_{1,2}}{S_{1,2}} = -\frac{\pi}{2}\varsigma_1^2 K_Q - \frac{ctg\alpha_{1,2}}{S_{1,2}}, \qquad (19)$$

$$\frac{ctg\alpha_2}{S_2} = -\mu + \frac{\pi}{2}\lambda^2 K_Q; \quad \frac{ctg\alpha_1}{S_1} = \frac{ctg\alpha_0}{S_0}.$$
 (20)

Модель сопротивлений можно представить в виде функции от режимных и осредненных геометрических параметров:

$$K_{h} = K_{0} + a(X_{m} - y)^{2} + b\left(\frac{\pi}{2}\zeta K_{Q}y - \mu - y\right)^{2} + c\left(\frac{\pi}{2}\lambda^{2}K_{Q} - \mu\right)^{2},$$

где:

$$K_0 = K_{0n} + K_{0pk} + K_{0or} .$$
 (21)

Функцию (21) представим в виде:

$$K_{h} = AK_{Q}^{2} + BK_{Q} + CK_{Q}y + Dy + Ey^{2} + F.$$
 (22)

где:

$$A = b \frac{\pi^2}{4} \varsigma^2 + c \frac{\pi^2}{4} \lambda^4 ; \qquad (23)$$

$$B = -b\pi\varsigma\mu_m - c\pi\lambda^2\mu; \qquad (24)$$

$$C = -b\pi\varsigma ; \qquad (25)$$

$$D = 2b\mu_m - 2ax_m; \qquad (26)$$

$$E = a + b \,; \tag{27}$$

$$F = K_0 + ax_m^2 + b\mu_m^2 + c\mu^2 .$$
 (28)

Для определения значений коэффициентов *A*, *B*, *C*, *D*, *E*, *F* представим универсальную характеристику в безразмерной форме в виде (рис. 3):

$$\eta = f(K_0, y) \,. \tag{29}$$



форме

Методом наименьших квадратов аппроксимируем полученный график выражением вида (22), что позволит определить значения коэффициентов A, B, C, D, E, F. Далее, с использованием зависимостей (23)–(28) рассчитаем коэффициенты a, b, c. Это позволит построить графические зависимости коэффициентов потерь элементов проточной части от режимных параметров. Результаты приведены на рис. 4–рис. 6.

Анализ приведенных данных показывает, что минимум коэффициента потерь в рабочем колесе расположен на оптимальном луче, а минимумы потерь в подводе и отводе расположены левее и правее оптимального луча соответственно. При совмещении минимумов потерь можно ожидать повышение КПД турбины в оптимальном режиме [6, 8].



Рис.4 – Зависимость коэффициента потерь в рабочем колесе от режимных параметров



Рис.5 – Зависимость коэффициента потерь в подводе от режимных параметров

Гідравлічні машини та гідроагрегати



Рис.6 – Зависимость коэффициента потерь в отводе от режимных параметров

Выводы:

1. Полученные результаты подтверждают возможность повышения КПД турбины в оптимальном режиме при совмещении минимумов потерь в элементах проточной части.

2. Предложенная методика позволяет разделить потери по элементам проточной части с использованием универсальной характеристики модели.

3. Предложенная методика позволяет определить по экспериментальным данным не только коэффициенты потерь в элементах проточной части, но и обобщенные геометрические характеристики рабочего колеса μ и λ .

4. Предлагаемый способ обработки экспериментальных данных позволяет обобщить

полученные результаты для гидротурбин различных быстроходностей и построить их поэлементный баланс потерь энергии.

5. Результаты работы могут быть использованы как при модернизации существующих, так и при разработке новых проточных частей радиальноосевых гидротурбин.

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. **3.** Колычев В. А. Построение математической модели рабочего процесса гидротурбины // Гидравл. машины. – 1992. – Вып. 26. – С. 3–19. 4. Викторов Г. В. Гидродинамическая теория решеток / Г. В. Викторов. – М. : Высшая школа 1969 5. Климов А. И. Новый способ определения циркуляций потока в гидромашинах / А. И. Климов // Сб. научн. информ. по гидромашиностроению. - М. : ВИГМ, 1959. Вып. 8 (9). 6. Самойлович Г. С. Гидроаэромеханика : учебн. / Г. С Самойлович – М. : Машиностроение, 1980. 7. Степанов Г. Ю. Гидродинамика решеток турбомашин / Г. Ю. Степанов. - М. : Физ-мат. лит., 1962. 8. Топаж Г. И. Расчет интегральных гидравлических показателей гидромашин / Г.И. Топаж - Л. : Ленингр. Ун-т, 1989.

1. Kolychev, V. A., **References:** V. Je. Drankovskii and gidrodinamicheskih M. B. Marahovskij. Raschet harakteristik napravljajushhih apparatov gidroturbin. Kharkov: NTU "KhPI", 2002. Print. 2. Kolychev, V. A. Kinematicheskie harakteristiki potoka v gidromashinah. Leningrad: ISMO, 1995. Print. lopastnyh 3. Kolychev, V. A. "Postroenie matematicheskoj modeli rabochego processa gidroturbiny." Gidravlicheskie mashiny. No. 26. 1992. 3-19. Print. 4. Viktorov, G. V. Gidrodinamicheskaja teorija reshetok. Moskow: Vysshaya shkola, 1969. Print. 5. Klimov, A. I. "Novyj sposob opredelenija cirkuljacij potoka v gidromashinah." Sb. nauchn.inform. po gidromashinostroeniju. Moskow: VIGM, 1959. No. 8.9. Print. 6. Samojlovich, G. S. Gidroajeromehanika. Moskow: Mashinostroenie, 1980. Print. 7. Stepanov, G. Ju. Gidrodinamika reshetok turbomashin. Moskow: Fiz-mat lit., 1962. Print. 8. Topazh, G. I. Raschet integral'nyh gidravlicheskih pokazatelej gidromashin. Leningrad: Leningr. Un-t, 1989. Print.

Поступила (received) 10.11.2015

Мараховский Михаил Борисович – кандидат технических наук, доцент, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», доцент кафедры «Гидравлические машины», г. Харьков; 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", Kharkov; tel.: (050) 464-16-73; e-mail: marakhovsky@ecopolitech.com.

Гасюк Александр Иванович – кандидат технических наук, доцент, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», доцент кафедры «Гидравлические машины», г. Харьков; 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", Kharkov; tel. (097) 862-08-26; e-mail: Galexfom@gmail.com.

Кузнецова Мария Максимовна – кандидат технических наук, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», старший преподаватель кафедры «Интегрированные технологии, процессы и аппараты», г. Харьков; тел.: (050) 948-46-78; e-mail: marta_shu@ukr.net.

Kuznechova Mariya Maximovna – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), National Technical University "Kharkov Polytechnic Institute", Chief Lecturer at the Department of "Integrated technologies, processes and equipment", Kharkov; tel. (050) 948-46-78; e-mail: marta_shu@ukr.net.

УДК 621.224

В. Э. ДРАНКОВСКИЙ, М. Ю. ХАВРЕНКО

ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАСЧЕТНЫХ ПАРАМЕТРОВ ВЫСОКОНАПОРНЫХ ОБРАТИМЫХ ГИДРОМАШИН

Предлагается методика определения расчетных параметров в турбинном и насосном режимах работы для высоконапорных обратимых гидромашин. Методика позволяет выполнить расчет геометрии проточной части на основе заданных натурных параметров (напора и подачи) в насосном режиме для диапазона напоров H = 300-700 м. Для оценки практической реализации данного метода проведено сравнение основных расчетных параметров, рассчитанных по данной методике, с параметрами существующих высоконапорных ГАЭС. Методика выбора коэффициента быстроходности предлагается исключительно для высоконапорных обратимых гидромашин.

Ключевые слова: расчетные параметры, обратимая гидромашина, ГАЭС, коэффициент быстроходности, напор, подача.

Основная Введение. задача современной энергетики состоит в надежном обеспечении энергоснабжением промышленности, транспорта, сельского хозяйства и населения. В структуре энергосистемы наиболее значимыми являются тепловые И атомные электростанции co сверхмощными агрегатами. Вместе с тем. присутствует неравномерность потребления электроэнергии, в связи с чем возникает потребность обеспечения маневренности энергосистемы, а именно приспособление условий работы электростанций к требованиям потребителей. Для этих условий, наряду с обычными гидроэлектростанциями, важную роль выполняют гидроаккумулирующие электростанции (ГАЭС), с помощью которых возможно покрывать пики графиков суточной нагрузки и заполнять ночные провалы в потреблении электроэнергии. При этом предпочтение отдается ГАЭС обратимыми с гидроагрегатами.

Работа ГАЭС в основном состоит из двух режимов работы: насосного, когда вода подается из нижнего бассейна в верхний и турбинного, когда накопленная вода срабатывается и генерируется энергия, необходимая для покрытия графика нагрузки энергосистемы. Наиболее широко используется двухмашинная схема оборудования ГАЭС, состоящая из двигателя-генератора и обратимой гидромашины (насос-турбины). Двухмашинная схема наиболее компактна, и требует меньших затрат на оборудование и строительную часть. Точное определение расчетных параметров, в большой степени влияет на создание обратимой гидромашины с высокой производительностью, а также на геометрию проточной части гидроагрегата и её показатели. В работе [1] собраны статистические данные по существующим ГАЭС на основе которых сделаны обобщения, позволяющие определить некоторые зависимости различных параметров, как в насосном, так и в турбинном режиме работы гидромашины. При проектировании новых ГАЭС, в случае её отсутствия номенклатурном [2, 3], в ряду возникает необходимость в определении расчетных параметров для вновь создаваемых обратимых гидромашин.

Выбор расчетных параметров. Напор при работе в турбинном режиме всегда меньше чем в насосном, так как в первом случае, потери в водоводах вычитаются:

$$H_{\rm T} = H_{\rm cT} - h_{\rm nor.} \tag{1}$$

А во втором, они к нему добавляются:

$$H_{\rm H} = H_{\rm cr} + h_{\rm nor} \,. \tag{2}$$

Следовательно, расчетные напоры обоих режимов будут разные. Обычно ГАЭС работает в насосном режиме больше, чем в турбинном, и максимальная подача насосного режима меньше, чем расход турбинного. Соответственно, при выборе расчетных параметров обратимых гидромашин, следует исходить из насосного режима работы.

Прежде необходимо всего, определить коэффициент быстроходности n_s. Впервые этот показатель был предложен Р. Камерером в 1915 году для гидротурбин, а позже начал применяться и для насосов. Физический смысл коэффициента быстроходности это частота вращения гидромашины, геометрически подобной данной, но с таким диаметром рабочего колеса, что при напоре в 1 м, она развивает мощность в 1 л. с. Он определяет форму рабочего колеса, его диаметр, а также влияет на КПД гидромашины.

В общем виде коэффициент быстроходности записывается:

$$n_s = \frac{n \cdot \sqrt{N}}{H \cdot \sqrt[4]{H}},\tag{3}$$

где n – частота вращения (мин⁻¹);

N – мощность (л. с.);

H – напор (м).

Ввиду того, что мощность для насоса и для турбины определяется разными формулами, для насосного режима имеем следующее выражение:

$$n_{\rm sH} = \frac{3,65 \cdot n \cdot \sqrt{Q_{\rm H}}}{H_{\rm H}^{0.75}} \,. \tag{4}$$

Коэффициент быстроходности для насосного режима находим, используя зависимость, представленную на рис. 1. Данная зависимость сделана с учетом тенденции роста коэффициента быстроходности.

При определении высоты заглубления H_{s} рабочего колеса под уровень нижнего бьефа, насосный режим, опять таки, является определяющим, в связи с чем, определяя значение H_s, исходят из значений для насосного режима. Величина заглубления рабочего колеса также является ограничением при выборе n_s. В первом приближении

© В. Э. Дранковский, М. Ю. Хавренко, 2016

высоту заглубления, в зависимости от напора и коэффициента быстроходности, можно определить по рис. 2 [4].



Рис. 1 – Зависимость коэффициента быстроходности от напора в насосном режиме работы



Рис. 2 – Зависимость коэффициента быстроходности, напора и высоты всасывания

Конкретно для высоконапорных ГАЭС, высоту всасывания можно определить по формуле, представленной в работе [5]:

$$H_{s} = \frac{n_{s_{\rm H}}^{4/3}}{4080} \cdot H_{\rm H} - 10.$$
 (5)

Выбрав коэффициент быстроходности, и, имея заданные параметры $Q_{\rm H}$ и $H_{\rm H}$ из формулы (4), можем однозначно определить частоту вращения для насосного режима:

$$n = \frac{n_{\rm sH} \cdot H_{\rm H}^{0.75}}{3.65 \cdot \sqrt{Q_{\rm H}}} \,. \tag{6}$$

Величину, определенную по формуле (6), необходимо округлить до ближайшего значения синхронной частоты вращения n_c , после чего можно вычислить напорный диаметр [6]:

$$D_{\rm Haff} = \frac{60 \cdot K_{\rm uH} \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H_{\rm H}}}{\pi \cdot n_{\rm c}}, \qquad (7)$$

где *К*_{ин} – коэффициент окружной скорости.

Значение $D_{\rm нап}$, определенное по формуле (7), носит предварительный характер и должно быть уточнено после расчета геометрии лопастной системы рабочего колеса и всей проточной части насостурбины, а также проведения комплекса расчетных работ и экспериментальных исследований [6].

Значение коэффициента окружной скорости K_{uh} определяется на основании обработки статистических данных по натурным параметрам обратимых гидромашин, полученных в [1, 3, 7]:

$$K_{\rm uh} = 0,875 + 1,07 \cdot n_{\rm sh} \cdot 10^{-3} \,. \tag{8}$$

Величина коэффициента K_{uh} для конкретных ГАЭС может отличаться от величины, определенной по формуле (8), на 3–5 % в зависимости от соотношения максимального и расчетного напоров в насосном режиме, геометрии рабочего колеса и других факторов определяющих характеристику Q_{μ} - H_{μ} [6].

В [4] указывается, что приближенно основные параметры обратимой гидромашины при работе в турбинном режиме могут быть определены из следующих соотношений:

$$H_{\rm T} = \frac{H_{\rm H}}{\eta_{\rm r}^2}; \tag{9}$$

$$Q_{\rm T} = \frac{Q_{\rm H}}{2}; \qquad (10)$$

$$\eta_{\Gamma} = n_{SH} \cdot \eta_{\Gamma} . \tag{11}$$

В связи с тем, что точное значение гидравлического КПД $\eta_{\rm r}$ неизвестно, считается, что можно принять $\eta_{\rm r} = \sqrt{\eta_{\rm полн. H}}$. Из этого следует, что КПД обратимых гидромашин с диаметром рабочего колеса более чем 4 м, можно принять [4]:

$$\eta_{\rm r} = 0.94 - 0.95 \ . \tag{12}$$

Для ГАЭС с напором $H_{\rm T} > 300$ м можно представить следующую зависимость $n_{s{\rm T}}$ от напора:

$$n_{\rm sr} = \frac{15000}{H_{\rm r}^{0.8}} \,. \tag{13}$$

Для турбинного режима, как и для насосного, коэффициент быстроходности является характерным показателем. Пользуясь зависимостью (11), можно получить график, представленный на рис. 3.

Определение показателей. приведенных так, что Исторически сложилось вопросами исследования, проектирования и изготовлениями насосов и турбин занимаются разные специалисты, поэтому применяются и разные показатели и формулы. При рассмотрении гидромашин удобнее всего пользоваться единой системой показателей или установить связь между НИМИ. Приведенные показатели - это величины, отнесенные к диаметру D_{нап} рабочего колеса в 1 м и напору 1 м. Рассмотрим некоторые их них.



Рис. 3 – Зависимость коэффициента быстроходности от напора в турбинном режиме работы

Для определения приведенных показателей можно воспользоваться общеизвестными формулами. Для приведенных оборотов:

$$n'_{1} = \frac{n_{\rm c} \cdot D_{\rm Haff}}{\sqrt{H}}.$$
 (14)

Для подачи:

$$Q'_1 = \frac{Q}{D_{\text{HAD}}^2 \cdot \sqrt{H}} \,. \tag{15}$$

Но, как показывает практика, более точные значения можно получить из приведенных ниже зависимостей. Для подачи в насосном режиме [8]:

$$Q'_{1H} = \left(\frac{n_{SH}}{3,65 \cdot n'_{1H}}\right)^2.$$
 (16)

Для расхода в турбинном режиме:

$$Q'_{1r} = \left(\frac{n_{sr}}{3,65 \cdot n'_{1r}}\right)^2 \cdot \frac{1}{\eta_r} .$$
 (17)

После нахождения расчетных параметров мы имеем возможность обеспечить требуемые показатели $Q_{\rm H}$ и $H_{\rm H}$ для насосного режима. Но, в связи с тем, что зона работы в турбинном режиме на совмещенной универсальной характеристике располагается выше оптимума характеристики по приведенным оборотам, то задача выбора расчетных параметров для

турбинного режима осложняется. Вместе с тем, существуют зависимости, которые позволяют приближенно определить приведенные показатели турбинного режима работы гидромашины, в зависимости от аналогичных параметров насосного режима. Конкретно для высоконапорных обратимых гидромашин – для приведенных оборотов – имеем следующее выражение [9]:

$$\frac{n'_{1_{\rm T}}}{n'_{1_{\rm H}}} = 0,885 - 0,97.$$
 (18)

Для приведенного расхода:

$$\frac{Q'_{1_{\rm T}}}{Q'_{1_{\rm H}}} = 0,875 - 1,07 \ . \tag{19}$$

Приведенные обороты для турбинного режима также возможно определить из зависимости, представленной на рис. 4 [7].



Рис. 4 – Зависимость приведенных оборотов от коэффициента быстроходности в турбинном режиме

Для наглядного примера сделан расчет (по данной методике) основных параметров для условий высоконапорных ГАЭС Маркерсбах ($H_{\rm H} = 306.9$ м, $Q_{\rm H} = 53$ м³/с) и Окуешино ($H_{\rm H} = 539$ м, $Q_{\rm H} = 39$ м³/с). Сравнение полученных данных по диаметру и частоте вращения рабочих колес рассмотренных обратимых гидромашин с их натурными показателями показали их удовлетворительное совпадение. Данные сведены в табл. 1.

Параметр		Название ГАЕС				
Параметр		Маркерсбах ЧКД «Шкода»	Окуешино «Тошиба»			
Koodduuueur Sucrporotuocru n	Расчет	101	102			
коэффициент оыстроходности <i>и</i> _{sн}	Эксперимент	101	102			
Кол-во оборотов n _c ,	Расчет	500	500			
мин ⁻¹	Эксперимент	500	500			
Напорний лизметр Д. м.	Расчет	3,85	3,86			
Папорный диаметр D ₁ , м	Эксперимент	3,98	3,76			

Выводы. Предложенная методика предварительного выбора основных расчетных параметров при заданном напоре и подаче для насосного режима работы обратимой гидромашины показала удовлетворительные результаты.

Полученные в результате расчета значения после их сравнения с натурными данными говорят о возможности применения данной методики при выборе расчетных параметров для высоконапорных обратимых гидромашин.

Список литературы: 1. Siervo F. Modern trends in selecting and designing reversible Fransis pump-turbine / F. Siervo, A. Lugaresi // Water Power & Dam Construction. - 1980. - Р. 33-42. 2. Дедков В. Н. Создание номенклатурного ряда обратимых радиально-осевых гидромашин / В. Н. Дедков // Проблемы машиностроения. - 2002. -Т. 5, № 1. – С. 16–19. З. Алексапольский Д. Я. К вопросу выбора режима работы насос-турбин при n = const для определения её основных параметров / Д. Я. Алексапольский // Гидравлические машины. – 1973. – Вып. 12. – С. 48–55. 4. Аршеневский Н. Н. Обратимые гидромашины гидроаккумулирующих электростанций / Н. Н. Аршеневский. – М. : Энергия, 1977 5. Алексапольский Д. Я. Определение расчетных 238 c. параметров Д. Я. Алексапольский высоконапорных насос-турбин / Гидравлические машины. - 1985. - Вып. 19. - С. 10-16. 6. Дедков В. Н. Определение расчетных параметров обратимых гидромашин для диапазона напоров H = 70-700 м / В. Н. Дедков // Проблемы машиностроения. - 2008. - Т. 11, № 1. - С. 7-11. 7. Грянко Л. П. Обратимые гидромашины / Л. П. Грянко, Н. И. Зубарев, В. А. Умов [и др.]. – Л. : Машиностроение, 1981. – 263 c. 8. Кривченко Г. И. Гидравлические машины Г. И. Кривченко. – М. : Энергоатомиздат, 1983. – 320 с.

References: 1. Siervo, F., and A. Lugaresi. "Modern trends in selecting and designing reversible Fransis pump-turbine." Water Power & Dam Construction (1980): 33-42. Print. 2. Dedkov, V. N. "Sozdanie nomenklaturnogo rjada obratimyh radial'no-osevyh gidromashin." mashinostroenija 5.1 (2002): 16–19. Problemv Print. 3. Aleksapol'skij, D. Ja. "K voprosu vybora rezhima raboty nasos-turbin pri n = const dlja opredelenija ejo osnovnyh paramatrov." Gidravlicheskie mashiny. No. 12. 1973. 48-55. Print. 4. Arshenevskij, N. N. Obratimye gidromzcashiny gidroakkumulirujushhih jelektrostancij. Moscow. Jenergija, 1977. Print. 5. Aleksapol'skij, D. Ja. "Opredelenie raschetnyh parametrov vysokonapornyh nasos-turbin." Gidravlicheskie mashiny. No. 19. 1985. 10-16. Print. 6. Dedkov, V. N. "Opredelenie raschetnyh parametrov obratimyh gidromashin dlja diapazona naporov N = 70-700 m." Problemy mashinostroenija 11.1 (2008): 7-11. Print. gidromashiny. 7. Grjanko, L. P., et al. Obratimye Leningrad: Mashinostroenie, 1981. Print. 8. Krivchenko, G. I. Gidravlicheskie mashiny. Moscow: Jenergoatomizdat, 1983. Print.

Дранковский Виктор Эдуардович – кандидат технических наук, доцент, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», профессор кафедры «Гидравлические машины», г. Харьков; тел.: (050) 651-48-84; e-mail: drankovskiy@rambler.ru.

Drankovskij Viktor Eduardovich – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Docent, National Technical University "Kharkov Polytechnic Institute", Professor at the Department of "Hydraulic machines", Kharkov; tel.: (050) 651-48-84; e-mail: drankovskiy@rambler.ru.

Хавренко Михаил Юрьевич – аспирант, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», г. Харьков; тел.: (050) 056-67-94; e-mail: khavrenkom@mail.ru.

Khavrenko Mihail Juryevich – Postgraduate Student, National Technical University "Kharkov Polytechnic Institute", Kharkov; tel.: (050) 056-67-94; e-mail: khavrenkom@.mail.ru.

Н. Г. ШЕВЧЕНКО, Н. М. ФАТЄЄВА, А. О. ЛАЗАРЕНКО

ВПЛИВ ГЛИБИНИ СПУСКУ НАСОСА У СВЕРДЛОВИНУ НА ЕКСПЛУАТАЦІЙНІ ПОКАЗНИКИ РОБОТИ ГЛИБИННОЇ ШТАНГОВОЇ НАСОСНОЇ УСТАНОВКИ

Розглянуто підвищення ефективності проектних робіт глибинної штангової насосної установки за допомогою розробленого комплексу програм. Представлено п'ять програмних модулів. Проведена адаптація програм для реальних умов експлуатації свердловини. У результаті чисельного моделювання отримані: фізичні властивості газорідинної суміші на прийманні насоса, рекомендована глибина його спуска, гідродинамічні характеристики плунжерного насоса. Обрана й розрахована конструкція штангової колони, енергетичні показники роботи насосної установки, коефіцієнт експлуатації, імовірність обриву штанг, витрати на підйом нафтової продукції зі свердловини. Досліджено вплив глибини спуска насоса у свердловину на показники роботи установки. Комплекс програм використовується в навчальному процесі для науково-дослідної роботи студентів.

Ключові слова: глибинна штангова насосна установка, колона штанг, плунжерний насос, верстат-качалка, прикладні програми, газорідинна суміш, дебіт, втомна міцність.

Вступ. Заданий відбір нафтової продукції може бути забезпечений при різних режимах роботи насосної установки й відповідно різними варіантами компоновки встаткування. Для ефективної експлуатації глибинного штангового насоса установки (ГШНУ) необхідно розв'язувати декілька важливих забезпечення запланованого залач _ лебіту свердловини, достатню надійність роботи штангового насоса та виконання техніко-економічних вимог.

Особливу складність при розв'язанні цієї задачі викликає створення математичної моделі pyxy газорідинної суміші (ГРС) продукції в підйомнику свердловини й штанговому насосі плунжерного типу, прогнозування подачі штангової установки та вибір режиму відкачки продукції із свердловини. Для забезпечення надійної роботи штангового насоса в ускладнених умовах необхідно для обраної конструкції штангової колони та обраного режиму роботи перевіряти забезпечення руху штанг вниз без зависання та втомної міцності штанг в точці підвісу.

При проектуванні ГШНУ вибирають: типорозміри верстата-качалки й електродвигуна, тип і діаметр свердловинного насоса, конструкцію колони піднімальних труб. Розраховують наступні параметри: глибину спуска насоса, режими відкачки, тобто довжину ходу й число хитань, конструкцію штангової колони, енергетичні показники роботи насосної установки, коефіцієнт експлуатації та міжремонтний період роботі, затрати на підйом нафтової продукції із свердловини.

Для проведення чисельних досліджень впливу глибини спуску насоса у свердловині, конструктивних параметрів насоса та колони штанг на технічні, енергетичні та експлуатаційні характеристики ГШНУ треба виконувати великий обсяг розрахункових робіт. У роботі [1] наведено опис комплексу пакету програм, що розроблений на кафедрі гідромашин НТУ «ХПІ».

Глибина занурення насоса під рівень рідини залежить від вмісту газу й води у нафті. Збільшення глибини занурення насоса під динамічний рівень приводить до зменшення кількості газу, що попадає в насос разом з рідиною. Однак з підвищенням глибини занурення насоса під динамічний рівень збільшуються пружні подовження насосних штанг і труб. Втрати ходу плунжера від пружних подовжень колони штанг не повинні бути великими, так як це призводить до зниження продуктивності і к.к.д установки. Також необхідно враховувати, що колона штанг (КШ) для обраної глибини спуску насоса, повинна задовольняти умові достатньої втомної міцності. Вага КШ повинна бути по можливості мінімальна, вартість колони не повинна бути завищеною, що слід враховувати при виборі марки штанг.

Деякі з цих положень суперечать один одному. Тому в таких випадках потрібно визначити раціональну глибину занурення насоса, при якій виходить найбільш високі показники насоса при забезпеченні безаварійної роботи всієї установки ГШН із запланованою продуктивністю і при мінімальних витратах.

Враховуючи викладене вище, можна зробити висновок, що чисельне дослідження глибини установки насоса із застосуванням комплексу програм, є актуальною роботою.

Мета роботи – підвищення ефективності проектних робіт ГШНУ за допомогою розробленого комплексу програм, адаптування програм для реальних умов експлуатації свердловини. Проведення чисельних досліджень й вибір обладнання ГШН, що забезпечують запланований дебіт свердловини, достатню надійність його роботи та виконання техніко-економічних вимог.

У роботі використовується методика Сілаш А. П [2] для розрахунків параметрів газорідинної суміші та тиску в свердловині, а також робота Гіматудинова Ш. [3] для вибору й розрахунків штангового насоса й насосних штанг. Обгрунтовано великий обсяг довідкового матеріалу, розрахункових схем і формул багатьох авторів, таких як А. Н. Адонін, І. М. Мурах, А. П. Крилов, М. М. Глаголевський, І. І. Дунюшкін, А. С. Вірновський, А. М. Пирвердян та інши – [3, 4].

На рис. 1 наведено принципову схему СШНУ. У табл. 1 – основні вихідні дані.

Структура комплексу програм, розроблених для розрахунків ГШНУ. Пакет складається з п'яти програмних одиниць. *Модуль № 1 «PVT»* – визначення фізичних властивостей ГРС від тиску, температури та об'ємних фазових змін уздовж свердловини.

Модуль № 2 «Well-Pump» – побудова залежності розподілу тиску у свердловині та насосно-

© Н. Г. Шевченко, Н. М. Фатєєва А. О. Лазаренко, 2016

компресорних трубах (НКТ) на задані умови експлуатації.

Модулі № 1–2 зв'язані в інтегрованому середовищі розробки програмного забезпечення DELPHI з автономними додатками та з графічним інтерфейсом.



Рис. 1 – Принципова схема СШНУ та позначення [5]: *I* – станок-качалка; 2 – НКТ; 3 – колона штанг; 4 – насос; 5 – перфораційні отвори

Позначення на рис. 1:

*H*_{дин.} – динамічний рівень рідини у свердловині;

*H*_{уст.} – глибина установки насосу;

*H*_{св.} – глибина свердловини доперфораційних отворів;

*h*_{зан.} – глибина занурення насоса під динамічний рівень;
 А – точка підвісу колони насосних штанг на голівці балансира;

Р_{заб.} – тиск у забої свердловини, що працює;

Р_{уст.} – тиск на усті свердловини;

*P*_{пр} – тиск на прийомі насосу;

 $P_{\rm hac.}$ – тиск насичення нафти газом, що приведено до нормальних умов;

 $P_{\text{пл.}}$ – пластовий тиск, визначається як тиск у забої, коли свердловина не працює Q = 0.

В – вміст води у нафтової продукції;

 G_0 або Γ_0 – газовий фактор.

Параметри	Значення, мм
$Q_{\mathrm{пл.рид}},\mathrm{m}^3$ /добу	40
$H_{ m дин}$, м	1800
$P_{\rm vcr.}$, МПа	1,5
$P_{\text{нас.}}, M \Pi a$	9
<i>Р</i> _{пл.} , МПа	92
В, д.о.	0,5
Γ_{0} , m3/m ³	60
$ρ_{\rm H, der,}$ κ r/m^3	850
$ ho_{\Gamma_{\lambda}}$ кг/м ³	1,4
$ ho_{\rm b}$ κγ/m ³	1100
$\mu_{\rm H. der, M} {\rm M} {\rm Ia}{\rm \cdot}{\rm c}$	2,5
<i>Т</i> _{пл} , ^о К	315

Таблиця 1 – Основні вихідні дані для розрахунку СШНУ

У *модулі* № 3 «Ритр» визначаються основні параметри плунжерного насоса; у *модулі* № 4 «КШ» – проводяться вибір і розрахунки на міцність колони насосних штанг; у *модулі* № 5 – енергетичні розрахунки роботи глибинної насосної установки.

Модулі № 3–5 створені в математичному прикладному середовищі MathCAD і є автономними програмними модулями. Зв'язок між модулями й коректування їх можлива тільки при особистій участі користувача. У програмній продукції цих модулів є коментарі й підказки при адаптації розрахунків до конкретних умов експлуатації.

Прогнозування фізичних характеристик ГРС у свердловині – модуль $N \ge 1$ «PVT». Фізичні властивості ГРС у свердловині є величинами змінними й залежать від термодинамічних умов і фазових характеристик газорідинної суміші. Так, якщо поточний тиск $P_i > P_{\text{нас}}$, то газ повністю розчинений у рідині; якщо $P_i < P_{\text{нас}}$, то розчинений газ починає виділятися з рідини і в цій зоні вертикальних труб рухається газована рідина (газ у вільному стані у рідини). Розрахунки проводяться згідно кореляційним співвідношенням тиску, обсягу й температури та фазовим змінам, що наведено у роботах – [2, 3, 6].

На рис. 2 зведено результати розрахунків фізичних властивостей ГРС від тиску у свердловині на задані умови експлуатації.

Розподіл тиску по свердловині та визначення глибини установки насоса. Розрахунки проводяться у модулі $N \ge 2$ – «Well-Pump», методика та основні формули дано у роботах [2, 3, 6]. Глибина установки насосу та фізичні властивості ГРС для заданих умов на вході у насос визначаються шляхом апроксимації залежностей модуля $N \ge 1$. На рис. 3 наведений результат прогнозування розподілу тиску в НКТ та по стовбуру свердловини – L(P), глибини установки насосу L_{ycr} , значень параметрів нафтової продукції на вході у насос. На рис. 4 представлено зведені дані тиску $P_{np}(\beta)$ та глибини установки насосу L_{ycr} (β) для різних значень вмісту газу на прийомі насоса.

Розрахунки основних параметрів плунжерного насоса. Для заданої глибини спуску насоса L та запланованого значення дебіту рідини Q_p , за умовам експлуатації, згідно [3, 7], обрано: діаметр плунжера насосу $D_{пл.}$, тип насосу, група посадки пари «плунжерциліндр». Далі по *модулю* $N \ge 3 - «Ритр»$ визначаємо основні параметри насоса [3, 4]: втрати тиску в усмоктувальному й напірному клапанах; перепад тиску, створюваний насосом; витоку в парі плунжерциліндр; коефіцієнт наповнення насоса; теоретичну подачу насоса; режимні параметри.

Вибір і розрахунки на міцність конструкції колони штанг. Для обраної конструкції колони насосних штанг, згідно довідковим даним, визначаємо за допомогою *модуля* № 4 «КШ» наступні данні:

 перевірка забезпечення руху штанг униз без зависання;

 перевірка забезпечення втомної міцності в крапці підвісу КШ;

3) визначення довжин і діаметрів рівноміцностної ступеневої КШ;

4) розрахунки навантаження в точці підвісу штанг;

5) визначення напруги в штангах.

Гідравлічні машини та гідроагрегати



Рис. 2 – Розподіл густини *ρ*, кг/м³, в'язкості *μ* та об'ємної фазової долі *β* газорідинної суміші та рідини від тиску



Рис. 3 – Інтерфейс програмного модуля №2



Рис. 4 – Зведені данні глибини установки насоса $L_{ycr}(\beta)$ та тиску $P_{vx}(\beta)$ від вмісту газу на прийомі насоса

У модулі № 4 – «КШ» необхідно проводити адаптацію вихідних значень двоступеневої або триступеневої колони штанг, обраних характеристик штанг *i*-й ступені – $d_{urr.i}$, $f_{urr.i}$, $q_{urr.i}$, відповідно: діаметри, площа перетину, вага 1 м штанг кожної із ступені.

Далі по залежностям, що наведено у роботі [3], проведено розрахунки енергетичних показників роботи ГШНУ, коефіцієнта експлуатації та міжремонтний період роботі, затрати на підйом нафтової продукції із свердловини – *модуль* № 5.

Слід зазначити, що для розрахунків імовірності обриву штанг у роботі використовується формула М. М. Саттарова [3], у якій числові коефіцієнти залежать від діаметра плунжера та наведених напруг, що й допускаються. Ця формула є більш зручною для використання й порівняння різних режимів роботи ГШНУ.

Результати роботи. Використовуючи комплекс програм проведено дослідження впливу глибини спуска насоса у свердловину на параметри ГШНУ. Результати розрахунків наведено у графічних залежностях – рис. 5, *a*, *б*, *в*.



Аналіз зведених залежностей, а також показників роботи насосної установки показав, що для заданих умов експлуатації та обраної конструкції КШ, рекомендується діапазон глибини установки насоса $L_{\rm ver.} = 2100-2200$ м.

Збільшення глибини установки насоса в свердловині приводить до зменшення кількості газу у ГРС, що попадає в насос разом з рідиною. Однак для забезпечення достатньої надійності штангового насоса не виконуються техніко-економічні вимоги.

Установка насоса на глибині від 1850 м до 2000 м, приводить до зменшення коефіцієнта наповнення $K_{\text{нап}} = 0,55-0,65$ та коефіцієнта подачі $\eta_{\text{под}} = 0,48-0,55$, збільшення значень швидкості відкачки, хода плунжера, повної потужності на підйом рідини, імовірності обриву штанг.

Вибір верстат-качалки (ВК) ведеться шляхом порівняння обраного діапазону розрахункових величин максимального навантаження, скрутний моменту на валу редуктора й швидкості відкачки розглянутого варіанта компонування встаткування з паспортними даними ВК нормального ряду. Наприклад, для даних умов розрахунків, обрано верстат качалку ВК 10-4,5-8000 [8] – див рис. 5, *г*.



Станок-качалка	[P _{max}]×10-4, H	(М _{кр})×10-а, Н-м	[<i>sn</i>] min, M/ MRH	[sn] max, M/MRH	<i>№</i> дв. к В
CK2-0.6-250	2.0	2.5	1.5	9	2.8
CK3-1.2-630	3.0	6.3	2.2	18	7.0
CK4-2,1-1600	4.0	16	4.2	31	10
CK5-3.0-2500	5.0	25	6.5	45	20
CK6-2,1-2500	6.0	25	4.5	31	20
CK8-3.5-4000	8.0	40	8.3	42	40
K12-2,5-4000	12.0	40	6.0	30	28
K20-4.5-12500	8.0	56	8.3	42	28
K10-3,0-5600	10.0	56	6.5	36	28
K 10-4.5-8000	10.0	80	9.0	45	40
K12-3.5-8000	12.0	80	10	35	40
K 15-3.5-12500	15.0	125	8.3	35	55
K12-2,5-40000	20.0	125	9.0	45	55

Рис. 5 – Дослідження впливу глибини установки насоса у свердловині на параметри ГШНУ: $K_{\text{нап}}$ – коефіцієнт наповнення, д.о.; $\eta_{\text{под}}$ – коефіцієнт подачі, д.о.; β_g – об'ємна доля вмісту газу, Q_{nas} – подача насосу для ГРС, м³/доба; S_n – режим відкачки, м/хв.; P_{max} – максимальне навантаження на КШ в точці підвісу штанг, кН; $M_{\text{кр}}$ – скрутний момент на валу редуктора, кН·м; $\eta_{\text{СШНУ}}$ – коефіцієнт корисної дії ГШНУ, д.о.; $N_{\text{ЕД}}$ – потужність, що потрібна для підйому рідини, кВт; *Аvar_god* – імовірність частоти обриву штанг, рем/год

Висновн	си. Дл	ія про	оведення	чисельн	ŧИХ	колони
досліджень	впливу	глибини	а спуску	насоса	У	експлуата
свердловині,	констру	ктивних	параметрів	насоса	та	виконува

колони штанг на технічні, енергетичні та експлуатаційні характеристики ГШНУ треба виконувати великий обсяг розрахункових робіт. У роботі наведено опис комплексу пакету програм, що розроблений на кафедрі гідромашин НТУ «ХПІ».

Ухвалення рішення по зміні глибини спуска насоса в свердловину необхідно проводити з урахуванням фактичних значень тиску й вільного вмісту газу на прийомі насоса, коефіцієнта подачі насоса й к.к.д. усієї ГШНУ. Для підвищення ефективності проектних робіт необхідно проводити чисельні експерименти за допомогою комплексу програм.

При конструюванні колони насосних штанг та перевірки забезпечення умов достатньої втомної міцності й мінімальних витрат, в зв'язку з великим обсягом довідкового матеріалу, розрахункових схем, корегування вихідних даних для модуля № 4 можливо тільки при особистій участі користувача.

Комплекс програм [1] використовується в учбовому процесі для науково-дослідницькій роботи студентів. Апробація роботи була виконана на міжнародній конференції [9].

Список литературы: 1. Шевченко Н. Г. Комплекс программ для расчета параметров работы штанговой насосной установки / Н. Г. Шевченко, А. Л. Шудрик // Вісник НТУ «ХПІ». Сер.: Енергетичні та теплотехнічні процеси та устаткування. - Х. НТУ «ХПІ». – 2014. – № 1 (1044) – С. 175–179. 2. Силаш А. П. Добыча и транспортировка нефти и газа / А. П. Силаш. - М. : Недра, 1980. – 375 с. 3. Гиматудинов Ш. К. Справочное руководство по проектированию разработки и эксплуатации нефтяных месторождений. Добыча нефти / Ш.К.Гиматудинов. - М.: Недра, 1983. – 455 с. 4. Персияниев М. Н. Добыча нефти в осложненных условиях / М. Н. Персиянцев. - М.: ООО «НедраБизнесцентр», 2000. - 653 с. 5. Ценципер А. И. Основы техники добычи нефти : учебн. пособие / А. И. Ценципер. – Харьков : Підручник НТУ «ХПІ», 2014. – 292 с. 6. Шевченко Н. Г. Програмний модуль прогнозування гідродинамічних характеристик газорідинної суміші свердловини при механізованому видобутку нафти / Н. Г. Шевченко, О. Л. Шудрик // Вісник НТУ «ХПІ». Сер.: Математичне моделювання в техніці та технологіях. - Х. :

НТУ «ХПІ». – 2014. – № 39 (1082) – С. 190–197. 7. Насосы скважинные штанговые. Общие технические требования. ГОСТ Р 1896-2002. – Режим доступа : <www.complexdoc.ru>. – Дата обращения : 3 сентября 2015. 8. Приводы штанговых скважинных насосов. Общие технические требования. ГОСТ Р 51763-2001. – Режим доступа : <www.complexdoc.ru>. – Дата обращения : 3 сентября 2015. 9. Шевченко Н. Г. Підвищення ефективності проектних робіт для вибору обладнання СШНУ за допомогою прикладних програм / Н. Г. Шевченко, А. О. Лазаренко // Материали за 12-а международна научна практична конференция «Бъдещите изследвания». – София : «Бял ГРАД-БГ» ООД, 2016. – Том 10. Математика. Физика. Съвременни технологии на информации. – С. 38-41.

References: 1. Shevchenko, N.G., and A. L. Shudrik. "Kompleks programm dlya rascheta parametrov raboty shtangovoy nasosnoy ustanovki." Visnik NTU "KhPI". Ser.: Energetichni ta teplotehnichni procesi ta ustatkuvannya. No. 1.1044. Kharkiv: NTU "KhPI", 2014. 175-179. Print. 2. Silash, A. P. Dobycha i transportirovka nefti i gaza. Moscow: Nedra, 1980. Print. 3. Gimatudinov, Sh. K. Spravochnoe rukovodstvo po proektirovaniyu razrabotki i ekspluatacii neftyanyh mestorozhdeniy. Dobycha nefti. Moscow: Nedra, 1983. Print 4. Persiyancev, M. N. Dobycha nefti v oslozhnennyh usloviyah. Moscow: OOO "NedraBiznescentr", 2000. Print. 5. Cenciper, A. I. Osnovy tehniki dobychi nefti. Kharkov: Pidruchnik NTU "KhPI", 2014. Print. 6. Shevchenko, N. G., and A. L. Shudrik. "Programniy modul prognozuvannya gidrodinamichnih harakteristik gazoridinnoï sumishi sverdlovini pri mehanizovanomu vidobutku nafti." Visnik NTU "KhPI". Ser.: Matematichne modelyuvannya v tehnici ta tehnologiyah. No. 39.1082 Kharkiv: NTU "KhPI", 2014. Print. 7. Nasosy skvazhinnye shtangovye. Obshie texnicheskie trebovania. GOST R 51896-2002. Web. 3 September 2015. <www.complexdoc.ru>. 8. Privody shtangovyh skvazhinnyh nasosov. Obshie texnicheskie trebovania. GOST R 51763-2001. Web. 3 September 2015. <www.complexdoc.ru>. 9. Shevchenko, N. G., and A. O. Lazarenko. "Pidvischennya efektivnosti proektnih robit dlya viboru obladnannya SShNU za dopomogoyu prikladnih program." Materiali za 12-a mezhdunarodna nauchna praktichna konferentsiya "B'deschite izsledvaniya" Matematika. Fizika. S'vremenni tehnologii na informatsii. Vol. 10. Sofiya: "Byal GRAD-BG" OOD, 2016. Print.

Поступила (received) 05.09.2015

Шевченко Наталія Григорівна – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри «Гідравлічні машини», м. Харків; тел.: (095) 425-18-33; e-mail: shevng@ukr.net.

Shevchenko Natal'ja Grigor'evna – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Docent, National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Associate Professor at the Department of "Hydraulic machines", Kharkiv; tel.: (095) 425-18-33; e-mail: shevng@ukr.net.

Фатєєва Надія Миколаївна – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри «Гідравлічні машини», м. Харків; тел.: (057) 707-66-46; е-mail: gmntukhpi@gmail.com.

Fatieieva Nadezhda Nikolaevna – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Docent, National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Associate Professor at the Department of "Hydraulic machines", Kharkiv; tel.: (057) 707-66-46; e-mail: gmntukhpi@gmail.com.

Лазаренко Анастасія Олександрівна – студент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», м. Харків; тел.: (093) 628-65-53; e-mail: lazarenkonastya@ukr.net.

Lazarenko Anastasiya Oleksandrivna – Student, National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Kharkiv; tel.: (093) 628-65-53; e-mail: lazarenkonastya@ukr.net.

UDC 532.5:621.65.01

A. L. SHUDRIK

USING OPEN SOFTWARE APPLICATION PACKAGES FOR SIMULATION OF VISCOUS INCOMPRESSIBLE FLUID

This paper analyzes the basic principles, advantages and disadvantages of an open package OpenFOAM. Class hydrodynamics tasks are listed. Possibilities and prospects of further use of OpenFOAM accessible using a number of turbulence models in the study of the working process in hydraulic machines are shown. The calculations of test tasks of turbulent flow of viscous fluid in Newton's channels of variable section, the sudden expansion in the impeller vane pump. Results in the form of pressure fields (velocities), the integral defined by their characteristics are presented. An experiment on the stand of the Department "Hydraulic Machines." The comparison of results obtained in packages OpenFOAM, ANSYS CFX and experiments.

Keywords: OpenFOAM, computational fluid dynamics, viscous fluid flow, turbulence model, mathematical model, mesh.

Introduction. The using of computer modeling allows creating high-tech products to improve performance, while reducing the time and cost of development and testing of new products.

Currently, the computational fluid dynamics software (CFD) has received immense popularity and widespread in scientific research. All CFD packages use a typical procedure for constructing an engineering problem (creating geometry, meshing, definition of boundary conditions) and its solution (the choice of solver, start the calculation and processing of the results).

At the moment, there are a number of universal commercial software products for solving CFD tasks, for example, **ANSYS CFX**, **Simulia**, **Fluent**, **Star-CD** and others. License costs of these products is very high, but there are alternative to commercial packages – open source software.

Open source software is software, which is available to view, explore and change. The use of such software requires more user skill but allows you to use the code to correct the most open programs, and to create new programs.

Among the packages available for CFD tasks are best known: OpenFOAM, Elmer [1]. The main disadvantages of these packages can be noted unexamined interface and lack of full documentation to the user. However, the possibility of the use of such packages on any number of processors without any financial cost for the purchase of these packages makes very attractive for small businesses and schools. In connection with the above, it is possible to note the relevance of this work.

OpenFOAM (Open Source Field Operation And Manipulation CFD ToolBox) is an open platform for integrable numerical modeling of continuum mechanics tasks. Numerical method, embedded in the code based on the finite volume method for unstructured meshes. The package is a separate, independent modules. The visual development environment and a library implemented in object-oriented programming language C ++. Very large in terms of the package, it is designed primarily for hydrodynamics tasks. Today is one of the «finished» and well-known applications for CFD tasks.

This package allows to solve hydrodynamics tasks for Newtonian and non-Newtonian viscous fluids, the compressibility and incompressibility, the convective heat transfer and the force of gravity. For the simulation of turbulent flows can be used RANS-models, LES- and DNS-methods. Perhaps the solution subsonic, transonic and supersonic tasks.

Objective. To analyze the basic principles and possibilities of working with **OpenFOAM** for the simulation of turbulent flow of viscous fluid in the channels of hydraulic machines, compare the solution of some taskss with the test solution in **ANSYS CFX** [2] and the experimental data.

Mathematical model. The hydrodynamic test calculations made using one of the included in the package **OpenFOAM** solvers. In this paper, we tested solver simpleFoam, various numerical approximation schemes and integration, and a variety of turbulence models.

The mathematical model (MM), laid the foundation solver simpleFoam, based on solving Reynolds-averaged Navier-Stokes equations, which are closed by means of a turbulence model.

Currently, a large number of different models for the calculation of turbulent flows. They differ in complexity and solution accuracy of the description of the flow. However, the most successful in the calculation of incompressible viscous fluid has proved to k- ε turbulence model. Using this model, the system of fluid motion equations (1) is complemented by a system of differential equations (2), respectively, describing the transfer of turbulent kinetic energy k and the dissipation rate ε [4–6]:

$$\begin{cases} \frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_{j}} \left(\rho u_{j}\right) = 0; \\ \frac{\partial}{\partial t} \left(\rho u_{i}\right) + \frac{\partial}{\partial x_{j}} \left(\rho u_{i} u_{j}\right) + \frac{\partial}{\partial x_{j}} \left(\rho u_{i}' u_{j}'\right) = \quad (1) \\ = -\frac{\partial p}{\partial x_{i}} + \frac{\partial}{\partial x_{j}} \left[\mu \left(\frac{\partial u_{i}}{\partial x_{j}} + \frac{\partial u_{j}}{\partial x_{i}}\right)\right] + f_{i}, \\ \frac{\partial}{\partial t} \left(\rho k\right) + \frac{\partial}{\partial x_{j}} \left(\rho \overline{u_{j}} k\right) = \frac{\partial}{\partial x_{j}} \left(\Gamma_{k} \frac{\partial k}{\partial x_{j}}\right) + P_{k} - \rho \varepsilon; \\ \frac{\partial}{\partial t} \left(\rho \varepsilon\right) + \frac{\partial}{\partial x_{j}} \left(\rho \overline{u_{j}} \varepsilon\right) = \frac{\partial}{\partial x_{j}} \left(\Gamma_{\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_{j}}\right) + \quad (2) \\ + \frac{\varepsilon}{k} \left(C_{\varepsilon 1} P_{k} - \rho C_{\varepsilon 2} \varepsilon\right), \end{cases}$$

© A. L. Shudrik, 2016

 μ_t

where $P_k = -\rho \overline{u_i u_j} \frac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_j}$ – term expressing the generation

of energy k, $\Gamma_k = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k}$, $\Gamma_\varepsilon = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon}$.

Dissipation rate parameters ε . and turbulent viscosity

determined by the expressions:
$$\varepsilon = \frac{\mu}{\rho} \overline{\left(\frac{\partial u'_i}{\partial x_j}\right)}$$

$$\mu_t = \rho C_{\mu} \frac{k^2}{\varepsilon}, \ C_{\mu} = 0.09, \ C_{\varepsilon 1} = 1.44, \ C_{\varepsilon 2} = 1.92, \ \sigma_k = 1.0, \sigma_{\varepsilon} = 1.3.$$

Also it is necessary to note, that for realization of package OpenFOAM it is necessary all boundary conditions and parameters of turbulence on all surfaces to write down manually. On the one hand this inconvenience, with another – universality for various MM.

For example, for calculations of values k and ε it is necessary to use the following formulae [1]:

$$k = \frac{3}{2} (UI)^2,$$
 (3)

$$\varepsilon = \frac{C_{\mu}^{0,75} \cdot k^{1,5}}{l},\tag{4}$$

Гідравлічні машини та гідроагрегати

I – turbulence intensity;

l – scale of turbulence.

Realization of MM in OpenFOAM.

1) Construction of settlement area, the task of boundary conditions.

At the first stage the three-dimensional model of a liquid of considered area is under construction. Further it is exported to format **PARASOLID** for construction of a finite-element mesh in generator ICEM CFD. Discretization of system of the equation of movement in given computing package OpenFOAM is made on finite-volume method (FVM). Localization of discrete values of speed and pressure is carried out in the centers of cells of the constructed settlement mesh. Then the mesh is kept in a format *.msh.

The next is an import of a mesh in OpenFOAM using a command **«fluent3DMeshToFoam»**.

After that, set the initial boundary conditions. In OpenFOAM they are in the directory «0». At the inlet the normal speed is defined in the computational domain, the output – static pressure. For rotate computational domain is defined by the speed in **MRFProperies** file.

In the process of calculating the automatically generated temporary directory where the results of the iterative calculations are stored. The general structure and purpose of the main settlement OpenFOAM file is presented in table 1.

where U – velocity vector;

Table 1 – The structure and purpose of calculation of basic files in OpenFOAM

Calculated task						
0	Directory with the initial boundary conditions					
	epsilon	initial condition ε				
	k	initial condition k				
	р	pressure initial value				
	U	velocity initial value				
constant		The directory containing the computational mesh, the parameters of the				
		environment and turbulence				
	polyMesh	directory with computational mesh				
	MRFProperies	rotating fields settings				
	transportProperties	physical properties of the liquid				
	turbulenceProperties	turbulence model				
system		Directory with parameters of solver and results processing file				
	controlDict	solver and specify its parameters				
	fvSchemes	setting numerical integration schemes				
	fvSolution	monitoring the progress of solving the task				
	sampleDict	sections of profiles that define the necessary parameters				

2) Run the calculation. For the tasks of the turbulent flow of viscous incompressible fluid in steady formulation used solver **simpleFoam**. The computational process occurs before the set value discrepancies.

3) Processing and visualization of results.

For processing the values of the calculated values (pressure, velocity) used sample utility. The directory system is placed sampleDict file. It contains the profiles of cross sections or points where it is necessary to define these parameters.

For visualization of the fluid flow is used free package ParaView (fig. 1). This package provides the user with the possibility of interactive visualization and analysis of large amounts of data for qualitative and quantitative analysis.

Solving typical tasks.

The paper discusses three test items:

1) The flow in the channel of variable section $(D_{\text{max}}/d_{\text{min}} = 2,1; L = 7,25D_{\text{max}}).$

2) The flow in the channel with sudden expansion of the pipeline (D/d = 2; L = 9D). Analytically and numerically determined coefficients of local resistance.

3) Calculation of the impeller $(D_1/D_2 = 0.46; b_2/D_2 = 0.0685)$.

In tasks 1, 2, 3, test results were compared with calculations obtained in Ansys CFX package [2]. For task 1 is further carried out an experiment on the stand of the Department "Hydraulic Machines" Results.

Task 1. Fig. 2 matched visually flow channel of variable section with packages – Ansys CFX and OpenFOAM.



Fig. 1 - Interface ParaView package (Task 2 - sudden expansion)



Fig. 2 – Flow visualization when using packages: a – Ansys CFX; b – OpenFOAM

Fig. 3 shows a comparison of the distribution of static pressure $H_{st} = P_{i,i}/\rho g$ along the channel resulting from the physical experiment and packages – Ansys CFX and OpenFOAM.





Task 2. To determine the loss ratios used the classic formula of hydraulics:

$$h_{se} = \xi_{se} \frac{(V_1 - V_2)^2}{2g},$$
 (5)

$$\xi_{se} = \left(1 - \frac{F_1}{F_2}\right)^2,$$
 (6)

$$\xi_{se} = \frac{2gH_{se}}{V_1^2}.$$
(7)

The following values (table 2) were obtained by numerical calculations.

Table 2 - Results of calculation of loss and the coefficient of	
resistance	

resistance						
Method of calculation	h _{se} , m	ξse				
Theoretical	0,0287	0,5625				
Ansys CFX	0,0292	0,5728				
OpenFOAM	0,2905	0,5733				

The error between accrued and experimental values is not more than 3 %.

Task 3. Visualization of flow in the impeller in packages Ansys CFX and OpenFOAM is presented in fig. 4.



Fig. 4 – The pressure distribution along the blade: a – solid model; b – pressure distribution

Conclusions. This paper analyzes the basic principles, advantages and disadvantages of an open package **OpenFOAM**. The calculations of test tasks of turbulent flow of viscous Newton's fluid in channels of variable section, the sudden expansion in the impeller vane pump. In consequence of fairly good agreement of the experimental results, the calculation in **Ansys CFX** package (which proved itself quite well) and an open packet of **OpenFOAM**, you can make a conclusion about the adequacy of CFD solutions of tasks in the software product.

In view of the fact that the software is open and it is possible to create your own solver, in perspektiveetot package can be used for research of hydraulic machines with their work on the gas-liquid mixtures, to take into account the surface roughness of the working bodies.

References: 1. Greenshields Christopher J. OpenFOAM The Open Source CFD Toolbox. User Guide / Christopher J. Greenshields. -Режим доступа : www.openfoam.com. - Дата обращения : 21 января 2016. 2. Академическая версия программной системы конечноанализа ANSYS. – Режим элементного доступа www.ansys.com/Student. - Дата обращения : 20 сентября 2015. 3. Пугачев П. В. Математическое моделирование рабочих процессов лопастных гидромашин. Расчет вязкого течения в лопастных гидромашинах с использованием пакета ANSYS CFX // П. В. Пугачев, Д. Г. Свобода, А. А. Жарковский. – СПб: Политехн. ун-т, 2015. – 116 с. 4. Шипенко О. Н. Моделирование вязкого турбулентного трехмерного потока в гидродинамическом трансформаторе / О. Н. Шипенко, В. Г. Солодов // Автомобильный транспорт. - Х. : ХНАДУ. - 2011. - Вып. 29. - С. 98-104. 5. Кочевский А. Н. Современный подход к моделированию и расчету течений жидкости в лопастных гидромашинах / А. Н. Кочевский, В. Г. Неня // Вісник СумДУ. – 2003. – С. 15. **6.** Гарбарук А. В. Моделирование турбулентности в расчетах сложных течений : учебн. пособие // А. В. Гарбарук, М. Х. Стрелец. - СПб : Политехн. ун-т, 2012. - 88 с. 7. Каталог продукции. ООО Производственная компания «Борец». - Москва, 2014. - 495 с. 8. Раухман Б. С. Расчет обтекания несжимаемой жидкостью решеток профилей на осесимметричной поверхности в слое переменной толщины / Б. С. Раухман // Изд. АН СССР, МЖГ. – 1971. – № 1. – С. 83-89. 9. Жарковский А. А. Математическое моделирование рабочих процессов в центробежных насосах низкой И средней

быстроходности для решения задач автоматизированного проектирования : автореф. дис. ... д-ра техн. наук : 05.04.13 / Жарковский Александр Аркадьевич ; Санкт-Петербургский государственный политехнический университет. – Санкт-Петербург, 2003. – 32 с. 10. Хитрых Д. Ansys Turbo : Сквозная технология проектирования лопаточных машин : рус. ред. Д. Хитрых // Ansys Solution. – 2007. – № 6. – С. 31–37. 11. Хитрых Д. Ansys Turbo : Обзор моделей турбулентности : рус. ред. Д. Хитрых // Ansys Solution. – 2005. – № 1. – С. 9–11. 12. Барашков С. А. FlowVision – современный инженерный инструмент в исследовании газодинамических характеристик компрессоров / С. А. Барашков // САПР и Графика. – 2005. – № 1. – С. 44–48.

References: 1. Greenshields, Christopher, J. OpenFOAM The Open Source CFD Toolbox. User Guide. Web. 21 January 2016 <www.openfoam.com>. 2. Akademicheskaja versija programmoj sistemy konechno-elementnogo analiza ANSYS. Web. 20 September 2015 <www.ansys.com/Student>. 3. Pugachev, P. V., D. G. Svoboda and A. A. Zharkovskij. Matematicheskoe modelirovanie rabochih processov lopastnyh gidromashin. Raschet vjazkogo techenija v lopastnyh gidromashinah s ispol'zovaniem paketa ANSYS CFX. Saint Petersburg: Politehn. un-t, 2015. Print. 4. Shipenko, O. N., and V. G. Solodov. "Modelirovanie vjazkogo turbulentnogo trehmernogo potoka v gidrodinamicheskom transformatore." Avtomobil'nyj transport. Kharkov: KhNAHU, 2011. No. 29. 98–104. Print. 5. Kochevskij, A. N., and V. G. Nenja. "Sovremennyj podhod k modelirovaniju i raschetu techenij zhidkosti v lopastnyh gidromashinah." Visnik SumDU. 2003. Print. 6. Garbaruk, A. V., and M. X. Strelec. Modelirovanie turbulentnosti v raschetah slozhnyh techenij: uch. posobie. Saint Petersburg: Politehn. un-t, 2012. Print. 7. Katalog produkcii. OOO Proizvodstvennaja kompanija "Borec". Moscow, 2014. Print. 8. Rauhman, B. S. "Raschet obtekaniya neszhimaemoy zhidkostyu reshetok profiley na osesimmetrichnoy poverhnosti v sloe peremennoy tolschinyi." Izd. AN *MZhG* 1 (1971): 83–89. Print. 9. Zharkovskiy, A. A. SSSR. Matematicheskoe modelirovanie rabochih protsessov v tsentrobezhnyih nasosah nizkoy i sredney byistrohodnosti dlya resheniya zadach avtomatizirovannogo proektirovaniya. Avtoref. dis. na soiskanie nauch. stepeni d-ra tehn. nauk. Saint Petersburg, 2003. Print. 10. Hitryih, D. "Ansys Turbo: Skvoznaya tehnologiya proektirovaniya lopatochnyih mashin." Ansys Solution 6 (2007): 31–37. Print. 11. Hitryih, D. "Ansys
Turbo: Obzor modeley turbulentnosti." Ansys Solution 1 (2005): 9–11.
Print. 12. Barashkov, S. A., et al. "FlowVision – sovremennyiy inzhenernyiy instrument v issledovanii gazodinamicheskih harakteristik kompressorov." SAPR i Grafika 1 (2005): 44-48. Print.

Надійшла (received) 05.10.2015

Шудрик Александр Леонидович – аспирант, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», ассистент кафедры «Гидравлические машины», г. Харьков; тел.: (095) 454-03-87; e-mail: shudral88@gmail.com.

Shudrik Aleksandr Leonidovich – Postgraduate Student, National Technical University "Kharkov Polytechnic Institute", Assistant at the Department of "Hydraulic machines", Kharkov; tel.: (095) 454-09-87; e-mail: shudral88@gmail.com.

УДК 621.646.42: 621.05: 621.454.2

С. А. ШЕВЧЕНКО, В. И. КОНОХ, А. П. МАКОТЕР

ГАЗОДИНАМИЧЕСКОЕ СОПРОТИВЛЕНИЕ И СКОРОСТЬ ЗВУКА В КАНАЛЕ С ГОФРИРОВАННОЙ СТЕНКОЙ

Представлены результаты экспериментального исследования газодинамических характеристик гибкого металлического трубопровода с гофрированной оболочкой (металлорукава). Определены потери давления и коэффициент распределенного сопротивления металлорукава, используемого в составе испытательного стенда, работающего на сжатом воздухе. Впервые разработана оригинальная методика для определения скорости звука в канале с гофрированной стенкой. Полученные результаты используются для математического моделирования работы пневмосистемы запуска ракетного двигателя с регулятором давления на стадии стендовых испытаний.

Ключевые слова: металлорукав, газодинамическое сопротивление, пневматический стенд, скорость звука, коэффициент расхода, эффект Джоуля-Томсона.

Введение и постановка задач исследования. В ΓП «Конструкторское бюро «Южное» были проведены экспериментальные исследования линамических характеристик высокорасходного пневмоуправляемого регулятора лавления оригинальной конструкции, предназначенного для поддержания постоянного давления газа на входе в коллектор пусковой турбины жидкостного ракетного двигателя многократного включения [1].

В конструкции испытательного пневмостенда для отвода воздуха из выходного трубопровода в дренажный коллектор использовался гибкий металлический трубопровод гофрированной с оболочкой (металлорукав). Применение металлорукава позволило упростить конструкцию выпускной магистрали стенла. обеспечить технологичность и удобство при её сборке и разборке, а также облегчить процесс замены жиклера, установленного в выходном трубопроводе.

Было выявлено [2], что динамика металлорукава влияет на работу стенда. Для того чтобы оценить это влияние и исключить его в дальнейшем требовались экспериментальные данные о газодинамических характеристиках металлорукава. Кроме того, эта информация была необходима и для расчета [3] динамических характеристик регулятора в составе испытательного стенда.

Гибкие металлические трубопроводы с гофрированной оболочкой [4] применяются во многих отраслях промышленности для транспортирования различных жидкостей и газов. Из [4, 5] известно, что потери давления на 1 м металлорукава в 1,2–4 раза выше, чем потери давления в гладких трубопроводах. А в изогнутом металлорукаве они дополнительно увеличиваются на 20–50 %.

Для получения конкретных данных о характеристиках металлорукава – газодинамическом сопротивлении и скорости звука – возникла необходимость в проведении экспериментов по его продувке. Попутно появилась возможность изучить эффект снижения температуры сжатого воздуха при его дросселировании в регуляторе и найти коэффициенты расхода жиклеров, используемых в качестве имитаторов соплового аппарата пусковой турбины.

Целью экспериментов являлось комплексное

исследование газодинамических характеристик выпускной системы пневмостенда. Были поставлены следующие задачи:

- определить потери давления газа и коэффициент распределенного сопротивления для металлорукава, используемого на стенде;
- оценить скорость распространения звука по столбу газа в металлорукаве;
- оценить влияние эффекта Джоуля-Томсона и теплообмена при продувке регулятора.

Объект исследования и стенд для его испытаний. На стенде использовался металлорукав типа СРГС [4] с внутренним диаметром 32 мм. Его гофрированная оболочка образуется сверткой по спирали предварительно спрофилированной стальной ленты с последующей контактно-шовной сваркой по вершине гофра.

Схема испытательного стенда для определения газодинамического сопротивления металлорукава на рис. 1. В его состав показана входят высокорасходный пневмоуправляемый регулятор давления 5, электропневмоклапан управляющего давления 12, фильтр очистки воздуха 2, входной 4 и выходной 6 магистральные трубопроводы. Подвод воздуха на вход в регулятор 5 и в его управляющую полость осуществлялся непосредственно от заводской сети высокого давления через вентили и редукторы давления (на рисунке не показаны). На входе в металлорукав 10 установлен расходный жиклер 8.

Регулятор 5 поддерживал давление в выходном трубопроводе на уровне 2 МПа. Давление во входном трубопроводе в зависимости от целей конкретного эксперимента поддерживалось на постоянном уровне (*режим стационарной продувки*) или монотонно уменьшалось (*режим расходомера*). Выбор режима осуществлялся изменением положения вентиля 1, а начало и конец испытания – изменением положения электропневмоклапана (ЭПК) 12. ЭПК открывался на 5–10 секунд, в течение которых выполнялась регистрация сигналов от датчиков.

Для возможности замера давления в середине металлорукава при определении коэффициента распределенного газодинамического сопротивления и скорости звука в схему стенда включен второй металлорукав 16 (рис. 2).

© С. А. Шевченко, В. И. Конох, А. П. Макотер, 2016



Рис. 1 – Схема стенда для определения газодинамического сопротивления металлорукава: 1 – вентиль; 2 – фильтр (объем 12 л); 3, 7, 9, 11 – преобразователь давления ДДИ-20; 4, 6 – входной (диаметр 16 мм) и выходной (диаметр 26 мм) трубопроводы; 5 – регулятор давления; 8 – жиклер; 10 – металлорукав (длина 3 м); 12 – электропневмоклапан; 13 – термопара



Рис. 2 – Схема стенда для определения скорости звука в металлорукаве: 14, 17 – преобразователь давления ДДИ-20; 15 – термопара; 16 – второй металлорукав той же длины

Применяемая при испытаниях система измерений быстроменяющихся давлений включает в себя первичный и вторичный преобразователи и регистратор. Датчик избыточного давления ДДИ-20 предназначен для измерения быстроменяющихся давлений в пневматических и гидравлических системах и рассчитан на работу в комплекте с двухканальным высокочастотным индуктивным преобразователем ИВП-2, который предназначен для преобразования комплексного сопротивления датчика в электрическое напряжение. В качестве регистратора программируемый использовался измерительновычислительный комплекс (ИВК) МИК-300.

Основные характеристики ДДИ-20: частотный диапазон измеряемых давлений от 0 до 10 кГц; собственная частота мембраны – более 20 кГц.

Основные характеристики ИВП-2: несущая частота – 40 кГц; диапазон частот измеряемых пульсаций давления – 0–10 кГц.

Для обеспечения точности измерений перед каждой серией экспериментов проводилась аттестация преобразователей ДДИ-20 совместно со вторичными преобразователями и замерными линиями. Аттестация проводилась в соответствии с методикой их поверки; для эталонного измерения давления использовался грузопоршневой манометр МП-600 ГОСТ 8291-83 класса точности 0,05.

Измерение температур проводилось с помощью термоэлектрических преобразователей (термопар)

ТХК (хромель-копель). Используемые типа термопары обладают хорошей дифференциальной чувствительностью И термоэлектрической стабильностью. Это позволяет производить измерения температуры с достаточно высокой точностью. Для работы в потоке воздушной среды при высоком давлении применялись термопары закрытого типа. Здесь рабочий спай помещен в защитный чехол из стали X18H10T с наружным диаметром 4 мм. Сигналы термопар в виде термоэлектродвижущей силы поступали на измерительные преобразователи типа Ш78, имеющие диапазон измерений температуры от -50 до +50°C и предел допускаемой основной погрешности – не более 1 %. Термопары обладают определенной инерционностью и не могут измерять мгновенные значения температуры, поэтому их показания подвергались корректировке.

Особенности обработки сигналов. Регистрация сигналов производилась с частотой опроса 64 кГц. Сигналы, записанные в регистраторе МИК-300, проходили дополнительную математическую обработку. Массивы давлений p(t) пропускались через частотный фильтр второго порядка, простейшего реализующий решения дифференциального уравнения колебаний:

$$\tau_c^2 d^2 y / dt^2 - 2 \cdot k_v \cdot \tau_c \cdot dy / dt + y = p(t),$$

при начальных условиях $y(0) = p(0); \mathfrak{p}(0) = 0$, где t – время; $\tau_c = 1/(2\pi \cdot v_c); v_c, k_v$ – собственная частота и коэффициент успокоения колебаний сигнала; *у* – скорректированное значение давления.

Обработка сигналов термопар проводилась с учетом их тепловой инерции [6–8]. Восстановленная (скорректированная) температура, с учетом условий проводимого эксперимента, вычислялась по уравнению:

$$T_r = \tau(t) \cdot dT / dt + T, \tag{1}$$

где T – температура, записанная по сигналу термопары, $\tau(t)$ – время тепловой инерции термопары

Производная из уравнения (1) вычислялась по формуле Лагранжа:

$$dT / dt = \frac{T(t_j + \Delta t) - T(t_j - \Delta t)}{2 \cdot \Delta t} \,.$$

Время тепловой инерции τ является переменной величиной, изменение которой определяется числом Рейнольдса по формуле [6]:

$$\tau = \tau_0 \cdot \sqrt{\mathrm{Re}_0/\mathrm{Re}},$$

где τ_0 – значение этой постоянной при числе Re_0 , которое отвечает расходу газа 0,75 кг/с (среднему для исследуемого устройства).

Коэффициент подбирался методом τ_0 тарировки динамической тарировки. Результат проиллюстрирован рис. 3, где показан пример восстановления температуры по уравнению (1). Стенд работал в режиме расходомера. Из рисунка видно, что в самом начале процесса опорожнения ёмкости, когда температура газа еще не снизилась, экспериментальная и теоретическая кривые 2 и 3 совпадают.





Определение потерь давления в металлорукаве. Методика определения этих потерь не требовала измерения температуры и заключалась в регистрации сигналов преобразователей давления p_0 , p_1 и p_3 при статической продувке в схеме с одним металлорукавом (рис. 1). Испытания проводили при двух разных жиклерах 8 с диаметрами 19 и 15,7 мм. Эти же жиклеры применялись при испытаниях регулятора, описанных в [1].

Результаты продувки показаны на рис. 4. Оказалось, что перепад давлений на жиклере 8 диаметром 19 мм меньше критического, и это означает, что сопротивление металлорукава оказывало влияние на работу пневмосистемы.



Рис. 4 – Статическая продувка одинарного металлорукава с жиклером диаметром 19 мм

Определение коэффициента расхода жиклера. Большинство поставленных задач проще решать при стационарной продувке, но необходимо знать коэффициент расхода жиклера 8. Для решения этой задачи система высокого давления стенда была переведена в режим расходомера. Опорожняемая емкость на входе в регулятор имела объем V_b , равный сумме объемов фильтра 2, входного трубопровода 4 и трубопровода между закрытым вентилем 1 и фильтром 2.

По уравнению Клапейрона для реального газа [9] вычислялась масса воздуха M_b в объеме V_b при давлении p_{in} и температуре T_{in} в текущий момент времени:

$$M_b = p_{in} \cdot V_b / (z \cdot R \cdot T_{in}), \qquad (2)$$

где z – коэффициент сжимаемости воздуха, зависящий от давления p_{in} и температуры T_{in}.

Массовый расход газа из емкости на текущем промежутке времени Δt определялся по формуле:

$$m_{j} = (M_{b j-1} - M_{b j}) / \Delta t$$
, (3)

где *j* – временной шаг дискретизации процесса.

Поток массы m_{0j} через жиклер 8 определялся при коэффициенте расхода $\mu = 1$ по известным формулам Сен-Венана для реального газа [9]:

- при $p_1 / p_0 > \beta_{cr}$:

$$\hat{\mathbf{m}}_{0} = \mu \cdot \Delta \mu \cdot f_{0} p_{0} \sqrt{\frac{2k}{zRT_{0}(k-1)} \left[\left(\frac{p_{1}}{p_{0}}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_{1}}{p_{0}}\right)^{\frac{k+1}{k}} \right]} (4)$$

- при $p_{1} / p_{0} < \beta_{cr}$:

$$\hat{\mathbf{m}}_{0} = \mu f_{0} A / (\sqrt{z R T_{0}} \cdot p_{0}) , \qquad (5)$$

где f_0 – площадь проходного сечения жиклера 8; β_{cr} – критическое отношение давлений на входе и выходе из жиклера; A – газодинамический коэффициент;

$$\beta_{cr} = \left[2/(k+1) \right]_{k-1}^{k}, A = \sqrt{\left(2k/(k+1) \right) \cdot \left(2/(k+1) \right)_{k-1}^{2}};$$

k – показатель адиабаты; $\Delta \mu = 1/\sqrt{1 - (d_g/D_{out})^4}$ – поправочный коэффициент, зависящий от отношений диаметров жиклера d_g и выходного трубопровода D_{out} и учитывающий скоростной напор [10].

Экспериментальное значение коэффициента расхода жиклера 8 находили по формуле:

$$\mu_d = n \delta \epsilon / n \delta \epsilon_0$$

В табл. 1 представлены полученные при 15-ти испытаниях значения μ_d для различных диаметров испытываемых жиклеров.

В качестве примера на рис. 5 показаны графики изменения массы воздуха в емкости и коэффициента расхода жиклера, полученные при обработке массивов записей сигналов датчиков давлений и температур.



Рис. 5 – Изменение массы воздуха в емкости и коэффициент расхода при испытании с жиклером 13 мм

Для определения значения коэффициента μ_d на его графике выбирался участок установившегося режима. В примере на рис. 5 этот участок соответствует времени t = 4-4,5 с. Из табл. 1 видно, что значения коэффициентов расхода для всех испытываемых жиклеров примерно одинаковы и находятся на уровне 0,65.

Определение коэффициента распределенных потерь давления в металлорукаве. Потери давления в трубе постоянного сечения можно вычислить по известной формуле Вейсбаха [5, 11]:

$$\Delta p = \xi \cdot \rho \cdot u^2 / 2 \,, \tag{6}$$

где ξ – коэффициент потерь; ρ , u – плотность и скорость газа в трубе,

$$\xi = \lambda \cdot L / D, \tag{7}$$

 λ – коэффициент распределенного сопротивления; L, D – длина и диаметр трубы.

Для турбулентного потока ξ можно вычислить, воспользовавшись полуэмпирической формулой Блазиуса [5]:

$$\xi = 0.3164 \cdot \operatorname{Re}^{-0.25} L/D , \qquad (8)$$

здесь $\text{Re} = \rho u D / \mu_a$ — число Рейнольдса; μ_a — динамическая вязкость воздуха.

Коэффициенты потерь ξ_1 для одинарного и ξ_2 для двух состыкованных металлорукавов вычислялись по формуле:

$$\xi_{1,2} = \frac{p_1 + 0.5 \cdot \rho_1 u_1^2 - (p_3 + 0.5 \cdot \rho_3 u_3^2)}{0.5 \cdot \rho_3 u_3^2} \,. \tag{9}$$

Здесь и далее ρ_1 , u_1 , ρ_3 , u_3 – это плотность и скорость газа в начале и в конце металлорукава, ρ_2 , u_2 – в середине составного металлорукава.

Результаты, полученные при обработке 13-ти испытаний, показаны в табл. 2. Там же приведено среднее значение коэффициента увеличения сопротивления для одного $(K_{\xi 1})$ и двух $(K_{\xi 2})$ металлорукавов по сравнению с гладким трубопроводом, имеющим ту же длину и диаметр:

$$K_{\xi 1} = \xi_1 / \xi_{g / 1}, \ K_{\xi 2} = \xi_2 / \xi_{g / 2},$$

где ξ_{gl1} и ξ_{gl2} – коэффициенты потерь давления для одинарного и двойного гладкого трубопровода, вычисленные по формуле (8).

Значения коэффициентов увеличения сопротивления соответствуют литературным данным для металорукавов аналогичного класса.

На первом участке составного металлорукава скорость газа изменяется незначительно (рис. 6), поэтому формула:

$$\xi_{12} = \frac{p_1 + 0.5 \cdot \rho_1 u_1^2 - (p_2 + 0.5 \cdot \rho_2 u_2^2)}{0.5 \cdot \rho_2 u_2^2} \tag{10}$$

позволила не только вычислить коэффициент потерь ξ_{12} на этом участке, но и использовать (7) для оценки величины коэффициента λ . Оказалось, что:

$$\lambda = 0,15 - 0,17 , \qquad (11)$$

то есть он примерно в 15-ть раз выше значения, полученного по формулам (7) и (8) для гладкой трубы.



Рис. 6 – Поля изменений относительной скорости и давления газа внутри металлорукава: М – число Маха; l(M) – расстояние до конца металлорукава; kp(M) – коэффициент повышения давления

Таблица 2 – Коэффициенты потерь давления

Диаметр жиклера, мм	ξ_1	ξ_2	$K_{\xi 1}$	$K_{\xi 2}$
19	5,5-5,6	9,5–9,6	3,1	4,2
15,7	4,8-4,9	8,3-8,4	2,6	3,6
13	-	8,2-8,3	-	3,4

Из табл. 2 видно, что величины коэффициентов потерь от расхода газа зависят слабо; это означает, что в исследуемом канале наблюдается автомодельное течение, имеющее квадратичное сопротивление. Теорию таких течений исследовал *Л. Прандты*, он же вывел известную формулу для коэффициента распределенного сопротивления:

$$\lambda = 0.25 \cdot \lg^{-2} (3.7 \cdot D / \Delta), \qquad (12)$$

где Δ – шероховатость стенки канала.

Если высоту гофра трактовать как шероховатость стенки металлорукава, то формула (12) дает значение $\lambda = 0,154$, которое попадает в диапазон (11). Следовательно, сопротивление течению газа в рукаве описывается классической теорией Прандтля, и это означает, что для моделирования этого течения можно использовать классические формулы из книги [11, §27], описывающие установившийся адиабатический поток газа по трубе постоянного сечения при учете трения. Поля относительных скоростей и давлений газа, полученные по этим

формулам при значении $\lambda = 0,16$, показаны на рис. 6; так же, как и в [11], в этих зависимостях число Маха выступает в качестве параметра.

Эти графики отвечают критическому течению газа в выходном сечении металлорукава. Выполнение этого условия зависит от расхода газа *п*а и для исследуемых металорукавов имеет вид:

$$h_{\rm R} > 0,47 \, {\rm kr/c}.$$
 (13)

В проведенных испытаниях условие (13) выполнялось для металлорукава длиной 3 м при диаметрах выпускного жиклера 10 мм и более, а при длине 6 м – при диаметрах 13 мм и более. Сопоставление расчетных значений скоростей и давлений, приведенных на рис. 6, с результатами экспериментов указали на хорошее соответствие теории и практики. Так, теория предсказала значения скорости и₁ на уровне 40 м/с для рукава длиной L = 3 м и 60 м/с для длины L = 6 м, и эти значения были подтверждены в эксперименте. То же касается и давлений p_1 , p_2 , p_3 . Отмеченное совпадение с экспериментальных данных результатами классических теорий создает основу для уверенного продвижения в ту область знаний, которая этими теориями пока что не описывается.

Определение скорости звука по максимальной скорости газа в металлорукаве. Если судить по доступным литературным источникам, задача определения скорости звука в канале с гофрированной стенкой ранее не решалась. Поэтому нами было проведено более 30-ть экспериментов, а при их обработке использованы различные подходы.

При экспериментальном определении скорости распространения звука в металлорукаве сигналы преобразователей p_0 , p_1 , p_2 , p_3 , p_{in} , p_m , T_{in} и T_0 записывали на переходном режиме при включении регулятора 5, то есть при подаче давления в его управляющую полость (p_m) при заранее поданном давлении p_{in} на его вход, а также на установившемся режиме.

Эти испытания проводили с жиклерами диаметрами 19, 15, 7; 13, и 10 мм.

Из классической монографии по газовой динамике [11] известно, что дозвуковой поток газа в трубе постоянного сечения при наличии трения ускоряется, а сверхзвуковой – тормозится до скорости звука. Поэтому, в конце достаточно длинной трубы поток воздуха будет перемещаться со скоростью звука. Как показано в предыдущем пункте статьи, металлорукав длиной 6 м при жиклерах 13 мм, 15,7 мм и 19 мм удовлетворяет этому условию. Таким образом, вычислив скорость потока u_3 в конце металлорукава, можно получить скорость распространения звука в нем:

$$u_{3} = u_{1} \cdot p_{1} / [p_{3} \cdot (1 + (k - 1)/2)], \qquad (14)$$

где для параметров газа в начале металлорукава использованы равенства:

$$u_1 = n \hat{\mathbf{x}}_0 / (f_m \cdot \rho_1); \ \rho_1 = p_1 / (RT_1 z);$$

*f*_{*m*} – площадь его проходного сечения.

Далее текущая скорость u_3 сравнивалась с адиабатической скоростью звука $a_m = \sqrt{kRT_3}$.

На рис. 7 показано изменение коэффициента увеличения скорости звука $\Delta a = u_3 / a_m$, полученное при обработке результатов одного из испытаний.



Рис. 7 – Изменение коэффициента увеличения скорости звука, полученное по данным испытания с жиклером диаметром 13 мм при постоянном давлении на входе в регулятор *p_{in}* = 17 МПа

В табл. 3 представлены результаты обработки экспериментальных данных по 21-му испытанию. При этом коэффициент Δa определялся как при постоянном давлении p_{in} на входе в регулятор, так и при опорожнении входной емкости. В первом случае временной участок установившегося режима был больше, а разбросы значений – меньше.

Таблица 3 – Коэффициент увеличения скорости звука, определенный по скорости газа на выходе

······································				
Диаметр жиклера, мм	Δa			
19	1,2–1,27			
15,7	1,2–1,33			
13	1,3–1,35			

Определение скорости звука по скорости распространения импульсов давления. Из формулы (14) видно, что результат вычислений во многом зависит от точности измерения давлений p_1 и p_3 . Кроме того, на него влияет площадь f_m проходного сечения; для металлорукава эта величина задается приближенно и при его работе она, в небольших пределах, изменяется под действием давления газа. Поэтому для проверки полученных результатов была разработана альтернативная методика определения скорости звука.

При быстром возрастании управляющего давления возникают колебания клапана регулятора 5, и, как следствие, в выходном трубопроводе и в металлорукаве возникают колебания газа, принимающие форму прямых и обратных волн давления. Направление распространения прямой волны совпадает с направлением движения потока воздуха в металлорукаве. Её скорость равна сумме скорости звука и скорости потока:

$$c_F = a + u \; .$$

Для определения скорости звука необходимо найти скорость потока газа u на рассматриваемом участке переходного процесса и вычесть её значение из скорости c_F : $a = c_F - u$.

В эксперименте по сигналам датчиков давления p_1 , p_2 , p_3 определялось время, за которое волна проходит расстояния между этими датчиками и соответствующая скорость перемещения волны c_F .

Коэффициент увеличения скорости звука определялся по формуле:

$$\Delta a = (c_F - u_{12}) / a_{12}, \qquad (15)$$

где u_{12} – среднее значение скорости потока, определенное по давлениям p_1 и p_2 ; a_{12} – среднее значение адиабатической скорости звука в гладком трубопроводе, вычисленное с учетом изменения температуры в металлорукаве вследствие изменения давлений *p*₁, *p*₂.

Колебания давления воздуха в выходном трубопроводе и в металлорукаве при одном из испытаний показаны на рис. 8, а в табл. 4 – результаты обработки данных по нескольким испытаниям.



Рис. 8 – Импульсы давления воздуха в выходном трубопроводе и в металлорукаве (жиклер 13 мм, график p_2 сдвинут влево по оси t на $\Delta t = 6,5$ мс, а p_3 – на $2\Delta t = 13$ мс)

Таблица 4 – Коэффициент увеличения скорости звука,
определенный по скорости перемещения прямой волны
давления при колебаниях клапана

Диаметр жиклера, мм	Δa
19	нет колебаний
15,7	1,2
13	1,23–1,25

Из табл. 3 и табл. 4 видно, что увеличения скорости распространения звука по столбу газа в металлорукаве, полученное двумя методами обработки экспериментальных данных, имеют неплохую сходимость. С достаточной степенью уверенности можно заключить, что скорость распространения звука в металлорукаве больше адиабатической скорости звука гладком в трубопроводе в 1,2–1,35 раза.

Отметим, что выявленный эффект не может быть объяснен квазистационарной податливостью стенки трубопровода, учитываемой в классических теориях, а также известными свойствами реального газа (в металлорукаве низкое давление, и газ можно рассматривать как идеальный).

Возможными причинами эффекта являются поперечные колебания стенки металлорукава, связанные с продольными колебаниями столба газа в проточном канале, а также снижение сжимаемости газа по причине высокой завихренности потока. Решение этих сложных научных проблем не входит в задачи публикации и потребует дополнительных исследований.

Проявление эффекта Джоуля-Томсона при дросселировании газа в регуляторе. Известно, что при дросселировании реального газа его температура изменяется [12]. При прохождении сжатого воздуха через зазор между клапаном и седлом регулятора происходит понижение его температуры. Величина этого понижения зависит от перепада давлений между входом и выходом из дросселя и может быть приближенно определена из соотношения:

$$\frac{1}{T_{out}} - \frac{1}{T_{in}} = \frac{k - 1}{k} \cdot 1, 4 \cdot 10^{-5} \cdot (p_{in} - p_{out}) \times \\ \times \left(1 - \frac{p_{in} + p_{out}}{2 \cdot 340} + \frac{p_{in}^2 + p_{out}^2 + p_{in} p_{out}}{30 \cdot 340^2}\right),$$
(16)

где T_{in} , p_{in} – температура и давление воздуха до дросселя; T_{out} , p_{out} – температура и давление после дросселя.

Равенство (16) получено при обработке таблиц справочника [12]. Оно использует упрощающее допущение о постоянстве теплоемкости воздуха и охватывает диапазоны температур от 223 К до 323 К и давлений от 0 до 300 кгс/см²; давления в правую часть (16) подставляют в атмосферах.

На рис. 9 показаны экспериментальная и расчетная кривые перепада ΔT температур воздуха во входном и выходном трубопроводе.





В начальный момент времени, сразу после открытия клапана регулятора, кривые 1 и 2 располагаются близко, а затем расходятся. Это расхождение связано с проявлением влияния теплообмена между газом и стенками регулятора и выходного трубопровода. Начиная с момента времени $t \approx 5,2$ с разность между измеренными температурами входа и выхода становится отрицательной, а

теоретический перепад температур, не учитывающий теплообмен, уменьшается до нуля к концу опорожнения емкости.

В табл. 5 представлены значения давлений и температур на входе и выходе из регулятора по данным 15-ти испытаний; эти результаты отвечают началу установившегося режима работы регулятора. В последней колонке таблицы приведено относительное отклонение энтальпии:

$$\delta h = (h_{in} - h_{out}) / h_{in} \cdot 100\%$$

рассчитанное по таблицам справочника [12].

Из табл.5 видно, что на испытании № 035 отклонение $\partial h < 0$, а на остальных $\partial h > 0$. Это объясняется разным направлением теплообмена между газом и стенкой выходного трубопровода в начале работы регулятора. В первом случае газ получал тепло от стенки, а во втором – отдавал.

В качестве примера на рис. 10 и рис. 11 показаны графики изменения энтальпии для двух испытаний – № 035 и № 036.

В первом случае начальная температура газа была ниже, а температура стенки выходного трубопровода выше, чем во втором. Это связано с различной длительностью пауз перед включением регулятора на этих испытаниях. Пауза перед испытанием № 036 составила 15 минут и была менее продолжительной, чем перед испытанием № 035, поэтому газ на входе не успел охладиться, а стенка выходного трубопровода не успела нагреться до температуры окружающей среды.

Таблица 5 – Температура и энтальпия при дросселировании воздуха в регуляторе

N⁰	p_{in} ,	p_{out} ,	T_{in} ,	T_{out} ,	δh ,
испытания	МПа	МПа	K	K	%
015	18,639	2,021	286,2	254,7	0,5
016	17,168	1,991	289,6	250,0	1,9
017	17,001	2,011	289,7	251,3	2,2
018	17,334	1,991	288,0	249,7	1,6
019	19,179	2,05	286,9	246,3	2,1
020	19,326	2,031	285,0	246,3	1,7
035	25,717	1,933	282,6	248,2	-1,2
036	24,113	1,933	292,8	247,3	1,9
037	24,348	1,952	298,1	249,8	2,7
038	22,396	1,962	291,7	249,1	1,6
039	24,329	1,962	296,5	247,6	2,7
040	23,672	1,988	292,8	252,8	0,9
041	14,225	1,964	289,4	259,6	0,8
042	24,682	2,001	297,0	249,4	3,2
043	23,939	1,969	298,4	246,6	3,7

Точка касания кривых энтальпий на рисунках соответствует перепаду температур $\Delta T = T_{in} - T_{out}$, который достигается за счет эффекта Джоуля-Томсона.

Равенство энтальпий на испытании № 035 (рис. 10) соответствует максимуму ΔT . Это означает, что влияние теплообмена в начале процесса выпуска газа здесь несущественно. Максимальное значение перепада ΔT на испытании № 036 (рис. 11) достигается за счет совместного действия эффекта Джоуля-Томсона и теплообмена: $\Delta T = \Delta T_1 + \Delta T_2$.



Рис. 10 – Энтальпии и перепад температур между входом и выходом регулятора на испытании № 035



Рис. 11 – Энтальпии и перепад температур между входом и выходом регулятора на испытании № 036

Самое большое значение перепада $\Delta T = 52,4$ К зафиксировано на испытании № 043, которое проведено с жиклером 13 мм. Здесь перепад температур за счет эффекта Джоуля-Томсона составил $\Delta T_1 = 34,8$ К, а за счет теплообмена – $\Delta T_2 = 17,6$ К.

Более заметное влияние теплообмена наблюдалось на испытаниях с жиклерами меньших диаметров и при меньших расходах воздуха. Данные табл. 5 и рис. 9-рис. 11 свидетельствуют о необходимости учета эффекта Джоуля-Томсона и теплообмена при моделировании пневмосистемы запуска ракетного двигателя.

Выводы. Установлено, что скорость распространения звука по каналу с гофрированной стенкой больше адиабатической скорости звука для воздуха в гладком трубопроводе в 1,2–1,35 раза.

Показано, что коэффициент распределенного сопротивления металлорукава на порядок превышает его значение для гладких труб и может быть вычислен по формуле Прандтля, если в качестве параметра шероховатости использовать высоту гофра.

Значения коэффициентов расхода испытанных жиклеров (после учета скоростного напора газа в выходном трубопроводе) находятся на уровне 0,65.

Суммарный перепад температур между входом и выходом регулятора, возникающий при дросселировании газа и теплообмене, достигает 50 градусов. Следовательно, при математическом моделировании и анализе работы пневмосистемы запуска ракетного двигателя на испытательном стенде необходимо учитывать эффект Джоуля-Томсона и теплообмен в регуляторе.

Список литературы: 1. Шевченко С. А. Экспериментальное исследование динамических характеристик регулятора давления газа в системе запуска ЖРД многократного включения / С. А. Шевченко // Вопросы проектирования и производства конструкций летательных аппаратов : сб. науч. тр. – Х. : Нац. аэрокосм. ун-т «ХАИ». – 2015. – № 4 (84). – С. 49–68. 2. Шевченко С. А. Результаты математического моделирования переходных процессов в регуляторе давления газа / С. А. Шевченко, С. А. Валивахин // Вестник НТУ «ХПИ». – 2014. – № 39 (1082). – С. 198–206. 3. Шевченко С. А. Математическая модель регулятора

давления газа / С. А. Шевченко, С. А. Валивахин // Вестник НТУ «ХПИ». – 2014. – № 38 (1061). – С. 195–209. 4. Гибкие Уфимское агрегатное металлические рукава каталог. предприятие «Гидравлика», 2001. 5. Башта Т. М. Гидропривод и гидропневмоавтоматика. / Т. М. Башта. - М. : Машиностроение, 1972. – 320 с. 6. Сорокин Д. Н. Динамические характеристики термопар / Д. Н. Сорокин, Ю. П. Джусов. - Обнинск : Физикоэнергетический институт, 1973. - 31 с. 7. Краус М. Измерительные информационные системы / М. Краус, Э. Вошни. - М. : Мир, 1975. -312 с. 8. Профос П. Измерения в промышленности : справ. Кн. 2. Способы измерения и аппаратура / П. Профос. - М. : Металлургия, 1990. – 384 с. 9. Присняков В. Ф. Определение параметров газа при опорожнении емкости с учетом сжимаемости и сопротивления магистрали / В. Ф. Присняков, М. И. Галась, А. И. Логвиненко [и др.] // Проблемы высокотемпературной техники : сб. науч. тр. Днепропетровск : ДГУ. – 1981. – С. 86–94. 10. Кириллин В. А. Техническая термодинамика / В. А. Кириллин, В. В. Сычев, А. Е. Шейдлин. – М. : МЭИ, 2008. – 486 с 11. Лойцянский Л. Г. Механика жидкости и газов / Л. Г. Лойцянский. - М. : Наука, 1978. -736 с. 12. Сычев В. В. Термодинамические свойства воздуха / В. В. Сычев., А. А. Вассерман, А. Д. Козлов [и др.]. – Издательство стандартов, 1978. – 276 с. M.

Bibliography: 1. Shevchenko, S. A. "Eksperimen tal'noe issledovanie dinamicheskih harakteristik reguljatora davlenija gaza v sisteme zapuska ZhRD mnogokratnogo vkljuchenija." *Voprosy proektirovanija i*

proizvodstva konstrukcij letatel'nyh apparatov: sb. nauch. tr. Kharkov: Nac. ajerokosm. un-t "HAI". No. 4.84. 2015. P. 49-68. Print. 2. Shevchenko, S. A., S. A. Valivahin. "Rezul'taty and matematicheskogo modelirovanija perehodnyh processov v reguljatore davlenija gaza." Visnyk NTU "KhPI". No. 39.1082. 2014. P. 198-206. Print. **3**. Shevchenko, S. A., and S. A. Valivahin. "Matematicheskaja model' reguljatora davlenija gaza." *Visnyk NTU "KhPI"*. No 38.1061. 2014. P. 195-209. Print. 4. Gibkie metallicheskie rukava: catalog. Ufimskoe agregatnoe predprijatie "Gidravlika", 2001. Print. 5. Bashta, T. M. Gidroprivod i gidropnevmoavtomatika. Moscow : Mashinostroenie, 1972. Print. 6. Sorokin, D. N., and Ju. P. Dzhusov. Dinamicheskie harakteristiki termopar. Obninsk: Fiziko-jenergeticheskij institut, 1973. Print. 7. Kraus, M., and Je. Voshni. Izmeritel'nye informacionnye sistemy. Moscow : Mir. 1975. Print. 8. Profos, P. Izmerenija v promyshlennosti: sprav. Sposoby izmerenija i apparatura. Vol. 2. Moscow: Metallurgija, 1990. Print. 9. Prisnjakov, V. F., [et al.]. "Opredelenie parametrov gaza pri oporozhnenii emkosti s uchetom szhimaemosti i soprotivlenija magistrali." Problemv vysokotemperaturnoj tehniki. Dnepropetrovsk: DGU, 1981. P. 86-94. Print. 10. Kirillin, V. A., V. V. Sychev and A. E. Shejdlin. Tehnicheskaja termodinamika. Moscow: MJeI, 2008. Print. 11. Lojcjanskij, L. G. Mehanika zhidkosti i gazov. Moscow: Nauka. 1978. Print. 12. Sychev, V. V., [et al.]. Termodinamicheskie svojstva vozduha. Moscow: Izdatel'stvo standartov, 1978. Print.

Поступила (received) 08.11.2015

Шевченко Сергей Андреевич – ведущий инженер-конструктор отдела агрегатов автоматики ЖРД, Государственное предприятие «Конструкторское бюро «Южное» им. М. К. Янгеля», г. Днепропетровск; e-mail: info@yuzhnoe.com.

Shevchenko Sergey A. – Leading Engineer, Yuzhnoye State Design Office, Dnipropetrovsk; e-mail: info@yuzhnoe.com.

Конох Владимир Иванович – кандидат технических наук, начальник отдела агрегатов автоматики ЖРД, Государственное предприятие «Конструкторское бюро «Южное» им. М. К. Янгеля», г. Днепропетровск, Украина, e-mail: info@yuzhnoe.com.

Konokh Vladimir I. - Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Head of Department, Yuzhnoye State Design Office, Dnipropetrovsk; e-mail: info@yuzhnoe.com.

Макотер Александр Петрович – ведущий инженер расчетно-теоретического отдела, Государственное предприятие «Конструкторское бюро «Южное» им. М. К. Янгеля», г. Днепропетровск; e-mail: info@yuzhnoe.com.

Makoter Alexander P. – Leading Engineer, Yuzhnoye State Design Office, Dnipropetrovsk; e-mail: info@yuzhnoe.com.

УДК 621.651

А. И. ЦЕНЦИПЕР, А. В. КОСОРУКОВ

ДОБЫЧА НЕФТИ ШТАНГОВЫМИ ГЛУБИННОНАСОСНЫМИ УСТАНОВКАМИ

Описан способ добычи нефти штанговыми глубиннонасосными установками и представлена его принципиальная схема. Определены статические силы, действующие на головку балансира в точке подвеса колонны насосных штанг. Рассмотрена кинематика балансирного станка-качалки. Построены графики пути, скорости и ускорения точки сочленения балансира с шатуном. На основании полученных кинематических зависимостей определены параметры перемещения точки подвеса колонны насосных штанг, совершающих циклическое возвратно-поступательное движение.

Ключевые слова: станок-качалка, глубиннонасосная установка, балансир, колонна насосных штанг.

Введение. Эксплуатация нефтяных скважин штанговыми глубиннонасосными установками (ШГНУ) – один из основных и широко распространённых способов механизированной добычи нефти в мире.

ШГНУ можно условно разделить на две части: наземную и подземную. Наземная часть состоит из механизмов, предназначенных для преобразования вращательного движения в возвратно-поступательное движение плунжера глубинного насоса при помощи колонны насосных штанг. В качестве таких механизмов применяются станки-качалки балансирного типа с индивидуальным приводом. Возвратно-поступательное движение плунжера насоса колонны насосных штанг осуществляется И кривошипно-шатунным механизмом станка-качалки, установленного около устья скважины. Станоккачалка приводится в движение от электродвигателя через клиноременную передачу и двухступенчатый редуктор.

Скважинный штанговый насос представляет собой плунжерный насос одинарного действия специальной конструкции, приспособленный для работы в скважине на большой глубине. Привод плунжера насоса осуществляется с поверхности через колонну насосных штанг, которая подвешивается через канатную подвеску к головке балансира станкакачалки.

и дальнейшее совершенствование Развитие конструкций станков-качалок складывалось пол влиянием необходимости обеспечения круглосуточной, непрерывной работы под открытым небом в различных климатических условиях, а также с учётом удалённости нефтяных скважин от оперативного вмешательства человека. Учитывалась сложность проведения в полевых условиях работ на нефтяных скважинах технического обслуживания и ремонта, монтажных работ по установке и демонтажу привода в целом. Всё это обусловило необходимость обеспечения следующих основных технических требований, которые предъявляются к станкамкачалкам:

 максимальная простота конструкции и высокая надёжность;

 регулирование скорости откачки в возможно большем диапазоне;

 возможность лёгкого и быстрого освобождения пространства над устьем скважины при проведении её текущего ремонта;

– экономное потребление энергоресурсов для привода.

Всем перечисленным требованиям в полной мере удовлетворяют современные балансирные станкикачалки, что послужило причиной их массового и повсеместного распространения в мире в качестве наиболее применяемого вида приводов ШГНУ.

Принципиальная схема штанговой глубиннонасосной установки. Рассмотрим принцип работы ШГНУ. На рис. 1 представлена принципиальная схема глубиннонасосного способа добычи нефти.



Рис. 1 – Принципиальная схема штанговой глубиннонасосной установки

На рис. 1 обозначено: I – станок-качалка; 2 – насосно-компрессорные трубы (НКТ); 3 – эксплуатационная колонна; 4 – штанговый глубинный насос; 5 – фильтр, устанавливаемый на входе в насос; 6 – перфорационные отверстия в эксплуатационной колонне; 7 – устьевой шток, соединённый с колонной насосных штанг; 8 – устьевой сальник; 9 – выкидная линия для отвода продукции скважины; H_{st} – высота столба жидкости в скважине – статический уровень, м; H – высота подъёма жидкости, м; h – глубина погружения насоса под статический уровень жидкости в скважине; H_d – высота жидкости в

© А. И. Ценципер, А. В. Косоруков, 2016

подъёмных трубах; А – точка подвеса колонны насосных штанг на головке балансира; О – ось качания балансира; О1 – ось вращения кривошипа; В – точка сочленения шатуна и балансира; С – точка сочленения кривошипа и шатуна; D – точка приложения центра тяжести уравновешивающего груза.

Ha поверхности возле **VC**ТЬЯ скважины устанавливается индивидуальный привод - станоккачалка *I*, в передней части балансира в точке *A* на гибкой связи подвешивается устьевой шток. соединённый с колонной насосных штанг 7, в нижней части которой крепится плунжер глубинного насоса 4.

В верхней (или в нижней) части плунжера установлен нагнетательный шаровой клапан. Корпус глубинного насоса, представляющий собой цилиндр, внутри которого перемещается плунжер, крепится к нижней части насосно-компрессорных труб 2, спускаемых в скважину.

части В нижней цилиндра установлен аналогичный всасывающий шаровой клапан, нагнетательному, но больший по размеру. На входе насоса встраивается фильтр 5, предохраняющий от попадания в него механических примесей из перфорационных отверстий забоя 6.

Насос погружается в скважину под статический уровень жидкости на величину *h*. Необходимо указать, что подбирается такой режим работы скважины, при котором динамический уровень по мере отбора жидкости не падал ниже статического уровня. При спуске НКТ в скважину уровень жидкости в самих трубах будет таким же, как уровень в самой скважине, т. е. в эксплуатационной колонне 3.

Работа глубиннонасосной установки происходит следующим образом. Балансир относительно точки О совершает колебательные движения вверх-вниз. При этом точка подвеса насосных штанг А благодаря наличию гибкой связи перемещается строго по вертикали, описывая ход станка-качалки. Вместе с точкой А перемещается плунжер глубинного насоса, подвешенный к штангам. При перемещении его из крайнего нижнего положения в крайнее верхнее из-за разрежения в корпусе цилиндра насоса под плунжером открывается всасывающий клапан, и жидкость под напором H_s начинает поступать во внутреннюю полость насоса. При обратном ходе сверху вни3 всасывающий плунжера клапан закрывается, а через открытый нагнетательный клапан жидкость начинает поступать в подъёмные трубы, в полость над плунжером, т.е. насос пропускает признаки жидкость через себя. Описанные характеризуют глубинный штанговый насос как плунжерный насос одинарного действия.

При каждом последующем ходе плунжера в цилиндр поступает одно и то же количество жидкости, которое затем переходит в НКТ и постепенно поднимается к устью скважины. Таким образом, после многократных перемещений плунжера постепенно заполняются подъёмные трубы на высоту *H_d* и в итоге жидкость из скважины начинает поступать на поверхность через выкидную линию на

пункты подготовки нефти дальнейшему К транспортированию либо в товарный парк, терминал, либо непосредственно на нефтеперерабатывающие заводы.

Очень важно отметить, что поступление жидкости будет осуществляться не только при ходе плунжера вверх, но и при ходе плунжера вниз, при этом подаваемый объём жидкости по закону Архимеда будет равен объёму жидкости, вытесняемой штангами в течение хода.

Определение статических сил, действующих балансира. головку Определим усилия, на действующие на головку балансира в точке подвеса штанг А при ходе плунжера вверх и вниз. Введём следующие обозначения:

D – внутренний диаметр НКТ;

F – площадь сечения НКТ $F = \frac{\pi D^2}{4}$;

d – диаметр штанг;

$$f$$
- площадь сечения штанг $f = \frac{\pi d^2}{4}$;

 γ – удельный вес воды $\gamma = 1$ г/см³, для нефти в среднем $\gamma = 0,85 \ \text{г/см}^3$;

γ1 – удельный вес штанг 7,85 г/см³; отметим, что $\gamma_1 \approx 8 \gamma$ или $\gamma \approx 1/8 \gamma_1$;

t – вес одного погонного метра штанги:

$$= 1 \mathbf{M} \cdot f \cdot \gamma.$$

Условимся считать усилия, действующие сверху вниз. положительными, а снизу вверх отрицательными. В точке подвеса штанг А будут действовать как силы неизменные - статические, так и изменяющиеся – динамические.

Обозначим статическую силу при ходе плунжера вверх P_A , а вниз – P'_A . При ходе плунжера вверх

$$P_{4} = P_{1} + P_{2} - P_{3}, \qquad (1)$$

где P₁ – вес поднимаемой жидкости, находящейся в подъёмных трубах: $P = H (F - f)_{\mathcal{V}}$

$$I_1 = II_d (I' - f) \gamma , \qquad (2)$$

Р₂ – вес колонны насосных штанг равен: $P_2 = H_d f \gamma_1$; (3)

Р₃ – усилие, действующее на плунжер глубинного насоса снизу вверх вследствие напора жидкости, вызванного погружением насоса под уровень на величину *h* равно:

$$P_3 = -hF\gamma , \qquad (4)$$

(минус указывает, что усилие действует снизу вверх), подставив значения (2), (3), (4) в (1) и учитывая, что $H_d - h = H$, получим:

$$P_{A} = H_{d}(F - f)\gamma + H_{d}f\gamma_{1} - hF\gamma =$$

$$= H_{d}F\gamma - H_{d}f\gamma + H_{d}f\gamma_{1} - hF\gamma =$$

$$= F\gamma(H_{d} - h) + H_{d}f(\gamma_{1} - \gamma) =$$

$$= HF\gamma + \frac{7}{8}tH_{d} \cdot$$
(5)

Рассматривая полученное выражение, видно, что оно состоит из двух слагаемых:

 $HF\gamma = P_{*}$ – вес поднимаемой жидкости при полном заполнении подъёмных труб;

(2)

 $\frac{7}{8}t \cdot H_d = P_{\text{шт}}$ – вес штанг, облегчённый на величину

вытесненной жидкости.

В итоге при ходе плунжера вверх статическая сила в точке подвеса штанг *A* равна:

$$P_A = P_{\rm IIIT} + P_{\rm st} \,. \tag{6}$$

При ходе плунжера вниз в точке подвеса штанг *А* будет действовать только облегчённый вес штанг:

$$P'_A = P_{\rm mr} \,. \tag{7}$$

Кроме статических усилий, определённых в формуле (6) и (7), действуют и другие виды статических сил. А именно: силы, вызываемые гидравлическими сопротивлениями при перетекании жидкости через всасывающий и нагнетательный клапаны, силы трения поднимаемой жидкости о стенки НКТ и насосных штанг, а также силы трения, идущие на преодоление трения штанг о стенки НКТ и плунжера по цилиндру насоса. Силы, вызываемые наличием гидросопротивлений, имеют небольшую величину и ими обычно пренебрегают.

Определение сил, затрачиваемых на преодоление трения, теоретически затруднено, так как они зависят от многих факторов. В любой вертикальной скважине всегда имеется небольшая кривизна ствола (не говоря уже о наклонных и наклонно-направленных скважинах), поэтому насосные штанги при движении относительно НКТ подвергаются интенсивному трению, одновременно изнашивая сами НКТ.

Отклонение оси ствола скважины от вертикали (кривизна) предопределяет возникновение нормальной силы между насосными штангами и муфтами и НКТ. В результате появляются значительные силы сухого или полужидкого трения между соприкасающимися поверхностями. Эти силы трения зависят от кривизны ствола скважины, состояния внутренней поверхности самих труб, состава жидкости, соотношения внутренних размеров труб и штанг.

Силы трения, в отличие от сил гидросопротивлений, учитывают в обязательном порядке и рассчитывают при помощи эмпирических формул. Усилие, затрачиваемое на преодоление трения штанг в вертикальных скважинах, определяется по формуле А. С. Вирновского:

$$P = \frac{1}{2} \mu \cdot \beta \cdot P_{\text{IIIT}},$$

где $P_{\text{инт}} = H_d \cdot t$ (определено ранее);

 μ – коэффициент трения колонны насосных штанг о внутреннюю поверхность НКТ, принимается равным $\mu = 0,2-0,4; \beta$ – коэффициент кривизны ствола скважины или угол отклонения оси скважины от вертикали, измеряется в радианах, обычно в вертикальных скважинах $\beta = 0,1$ рад.

В качестве примера определим усилие, задавшись следующими значениями: $H_d = 2000$ м, вес одной штанги диаметром 22 мм с муфтой $t_{22} = 27,48$ кг, длина штанги 9 м (из ГОСТ 13877 «Штанги насосные и муфты к ним»), среднее значение коэффициента трения примем равным $\mu = 0,3$. Подставив значения, получим:

$$P = \frac{1}{2} \cdot 0.3 \cdot 0.1 \frac{2000 \cdot 27.48}{9} = 91.6 \text{ Kr.}$$

Для определения силы трения плунжера о стенки цилиндра насоса пользуются эмпирической формулой Н. Газиева:

$$P_{\rm TP.III} = 2,5 \, d_{\rm III}$$

где d_{nn} – диаметр плунжера, мм.

Определим это усилие, также задавшись практическими значениями: $d_{nn} = 44$ мм. Подставив значение в приведенную формулу, получим $P_{\text{тр.nл}} = 2,5 \cdot 44 = 110$ кг.

Из приведенных примеров видно, что рассмотренные силы трения, возникающие при работе штанговой глубиннонасосной установки, необходимо учитывать в общем балансе статических сил. Это особенно важно при расчёте грузоподъёмности станка-качалки, когда работа колонны насосных штанг происходит в искривлённых, наклонных и наклонно направленных скважинах, в которых общие силы трения могут составлять более 6-8 % в общем балансе нагрузок.

Кинематика станка-качалки. Кроме рассмотренных статических сил, на балансир станкакачалки в точке подвеса колонны насосных штанг *A* действуют динамические силы, которые возникают вследствие того, что как при ходе плунжера вниз, так и при ходе вверх действуют приложенные в этой точке большие массы веса жидкости и веса штанг. Причём, эти массы перемещаются с большими переменными скоростями, а значит с большими ускорениями. Вследствие действия ускорения на указанные движущиеся массы, согласно второму закону Ньютона, возникают динамические силы – силы инерции.

Таким образом, для определения динамических сил, кроме известных статических масс, необходимо знать значение ускорений. Для их определения необходимо рассмотреть кинематику станка-качалки.

Если приходится определять динамические усилия, действующие на станок-качалку, который предназначен для эксплуатации неглубоких скважин 1000-1200 м И скважин с небольшой ло производительностью, создающих небольшую нагрузку в точке подвеса штанг, при которой кривошип станка-качалки делает небольшое число оборотов, то для расчёта нагрузок пользуются упрощённой кинематикой. В этом случае приводную рассматривают часть станка-качалки как обыкновенный кривошипно-шатунный механизм.

В случаях, когда станок-качалка предназначен для глубоких скважин, в которых динамический уровень, а значит, и глубина подвески насоса превышают 1500 м и более и при этом совершает большое число качаний, необходимо пользоваться точной аналитической кинематикой. При этом приводная часть станка-качалки рассматривается как четырёхзвенный механизм.

Рассмотрим принципиальную схему станкакачалки, представленную на рис. 2.



Рис. 2 – Принципиальная схема станка-качалки

На рис. 2 обозначено: A – точка подвеса штанг; B – точка сочленения балансира с шатуном; C – точка подвеса уравновешивающего груза, расположенного в хвостовой части балансира; D – точка сочленения шатуна с кривошипом; O – ось вращения кривошипа; O_1 – ось качания балансира; φ – угол вращения; кривошипа, отсчитываемый от вертикали по направлению вращения, стрелка – направление вращения; β – угол отклонения шатуна от вертикали; l – длина шатуна; a – переднее плечо балансира; e – заднее плечо балансира; c – расстояние от оси качания O_1 до точки C – центра тяжести уравновешивающего груза; r – радиус кривошипа.

Определим путь, скорость и ускорение точки B – точки сочленения балансира с шатуном при различных углах поворота кривошипа φ . При этом приводная часть станка-качалки рассматривается как обычный кривошипно-шатунный механизм. Для этого выделим этот механизм из принципиальной схемы станка качалки (рис. 2) и из точки D радиусом BDпроведём дугу (показана пунктиром) до пересечения с горизонтальной осью в точке C.

В результате получим кинематическую схему привода станка-качалки, представленную на рис. 3.



Рис. 3 – Кинематическая схема приводной части станка-качалки

При этом выделим крайние положения точки В:

 B_1 – крайнее верхнее положение точки *B*, когда угол поворота кривошипа $\varphi = 0^{\circ}$;

 B_2 – крайнее нижнее положение точки *B*, когда угол поворота кривошипа $\varphi = 180^\circ$.

Определим путь $S_{\rm B}$, проходимый точкой *B* при повороте на угол φ :

$$S_{\rm B} = AC = AB' + B'C; BC = l;$$
 из треугольника

$$BDB' \rightarrow BB' = 1 \cdot \cos\beta;$$

OA = r; из треугольника $OB'D \rightarrow OB' = r \cdot \cos \varphi$, тогда:

$$AB' = OA - OB' = r - r \cos\varphi = r (1 - \cos\varphi)$$

 $B'C = BC - BB = 1 - 1 \cos\beta = 1 (1 - \cos\beta).$

 $S_{\rm\scriptscriptstyle B}=r(1-\cos\varphi)+l(1-\cos\beta).$

Поскольку угол β мал, то примем $\beta = 0^{\circ}$, $\cos\beta = 1$, тогда $l(1-\cos\beta) = 0$; окончательно

$$S_{\rm B} = r \left(1 - \cos\varphi\right)$$

т. е. величина пути зависит от угла поворота кривошипа φ , причём, максимальный путь, проходимый точкой *B* будет равен при $\varphi = 180^{\circ}$; $\cos\varphi = -1$; S = 2 r, при $\varphi = 90^{\circ}$; $\cos\varphi = 0$; S = r.

Определим мгновенную скорость точки *B*, которая является первой производной пути от времени

$$V_B = \frac{dS_B}{dt}$$
, поскольку $S_B = f(\varphi)$, $\varphi = f(t)$, то $S_B = F[f(t)]$

является сложной функцией. Умножим и разделим на *dq*:

$$V_{B} = \frac{dS_{B}}{dt} \cdot \frac{d\varphi}{d\varphi} = \frac{d[r(1 - \cos\varphi)]}{d\varphi} \cdot \frac{d\varphi}{dt} = r \cdot \omega \cdot \sin\varphi,$$

где $\frac{d\varphi}{dt} = \omega$ – представляет собой угловую скорость вращения кривошипа, которая при постоянном числе оборотов есть величина постоянная, т. е. $\omega = \frac{\pi \cdot n}{30}$, где

n – число оборотов кривошипа в минутах.

Скорость точки B есть величина переменная, зависящая от угла поворота кривошипа φ при постоянной угловой скорости ω .

$$V_B = r\omega \sin \varphi$$
.

Ускорение точки *B* есть первая производная скорости этой точки по времени $W_B = \frac{dV_B}{dt} = \frac{d(r\omega\sin\varphi)}{dt} \cdot \frac{d\varphi}{d\varphi}$, умножим и разделим на

 $d\varphi.$ Учитывая, что $\frac{d\varphi}{dt} = \omega$, получим: $W = r\omega^2 \cos \varphi$.

И в этом случае ускорение есть функция от угла поворота кривошипа φ .

На совмещённых графиках (рис. 4) показаны кривые изменения пути, скорости и ускорения точки *В* в зависимости от изменения угла поворота кривошипа φ .

Максимальный путь, проходимый точкой *B*, равен 2*r* при $\varphi = 180^{\circ}$. Скорость точки *B* наибольшее значение имеет при $\varphi = 90^{\circ}$ и 270°. В крайних положениях скорости точки *B* равны 0.

Ускорение получает наибольшее значение при нулевых значениях скорости, т. е. в крайних верхних и нижних положениях точки *B*. В средней части хода точки *B*, где скорости имеют наибольшее значение, ускорения равны 0.

Полный путь, проходимый точкой A при $\varphi = 180^{\circ}$, равен двум радиусам кривошипа, умноженным на отношение переднего и заднего плечей балансира:

$$S = 2r\frac{a}{b}$$



Рис. 4 – Графики перемещения, скорости и ускорения точки В

Определим путь, скорость и ускорение точки D – точки сочленения шатуна с кривошипом. Из теории машин и механизмов известно, что путь, линейная скорость и центростремительное ускорение точки, вращающейся по окружности, в данном случае точки D, будут равны:

$$S_D = 2\pi r$$
; $V_D = rw$; $W_D = r\omega^2$.

Скорость и ускорение точки *В* выразим через скорость и ускорение точки *D*:

$$V_B = V_D \sin \varphi;$$

$$W_B = W_D \cos \varphi.$$

Зная путь, скорость и ускорение точек *B* и *D*, можно через соотношение плеч перейти к определению пути, скорости и ускорения точек *A* и *C*.

$$S_{A} = r\frac{a}{b}(1 - \cos\varphi); V_{A} = r\omega\frac{a}{b}\sin\varphi;$$
$$W_{A} = r\omega^{2}\frac{a}{b}\cos\varphi; S_{C} = r\frac{c}{b}(1 - \cos\varphi);$$
$$V_{C} = r\omega\frac{c}{b}\sin\varphi; W_{C} = r\omega^{2}\frac{c}{b}\cos\varphi.$$

Полученные выражения для точек A и C, как это видно, отличаются от выражений для точки B только соотношением плеч. Аналогичные кривые пути, скорости и ускорения могут быть также построены и для точек A и C.

Список литературы: 1. Аливердизаде К. С. Индивидуальные приводы глубинных штанговых насосов / К. С. Аливердизаде. – М. : Недра, 1973. – 191 с. 2. Дрэготеску И. Глубиннонасосная добыча нефти / И. Дрэготеску. – М. : Недра, 1968. – 324 с. 3. Муравьев В. Г. Эксплуатация нефтяных и газовых скважин / В. Г. Муравьев. – М. : Недра, 1978. – 448 с. 4. Ценципер А. И. Основы глубиннонасосной добычи нефти : учебн. пособие/ А. И. Ценципер. – Х. : НТУ «ХПИ», 2012. – 139 с.

References: 1. Aliverdizade, K. S. Individualnyie privodyi glubinnyih shtangovyih nasosov. Moscow: Nedra, 1973. Print. 2. Dregotesku, I. Glubinnonasosnaya dobyicha nefti. Moscow: Nedra, 1968. Print.
3. Muravev, V. G. Ekspluatatsiya neftyanyih i gazovyih skvazhin. Moscow: Nedra, 1978. Print. 4. Tsentsiper, A. I. Osnovyi glubinnonasosnoy dobyii nefti: uchebn. posobie. Kharkov: NTU "KhPI", 2012. Print.

Поступила (received) 28.12.2015

Ценципер Адольф Исаакович – кандидат технических наук, доцент, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», профессор кафедры «Гидравлические машины», г. Харьков; тел.: (068) 961-86-55; e-mail: gmntukhpi@gmail.com.

Tsentsiper Adolf Isaakovich – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Docent, National Technical University "Kharkov Polytechnic Institute", Professor at the Department of "Hydraulic Machines", Kharkov; tel.: (068) 961-86-55; e- mail: gmntukhpi@gmail.com.

Косоруков Александр Владимирович – Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», инженер кафедры «Гидравлические машины», г. Харьков; тел.: (095) 616-94-70; e-mail: kosorukov-alexandr@rambler.ru.

Kosorukov Alexandr Vladimirovich – National Technical University "Kharkov Polytechnic Institute", Engineer at the Department of "Hydraulic Machines", Kharkov; tel.: (095) 616-94-70; e- mail: kosorukov-alexandr@rambler.ru.
REVIEWS

ОГЛЯДИ

УДК 551.551.21.5

В. Г. СОЛОДОВ

СОВРЕМЕННОЕ СОСТОЯНИЕ ПРОБЛЕМЫ МОДЕЛИРОВАНИЯ КРУПНОМАСШТАБНОЙ ТУРБУЛЕНТНОСТИ

Обсуждается современное состояние проблемы моделирования турбулентности. При этом существенное внимание уделяется проблеме расчета крупномасштабной турбулентности (LES). Подход основан на осреднении уравнений Навье-Стокса со специальным фильтром, настроенным на выделение вихрей не менее определенного размера. Представлены некоторые методические аспекты моделирования и проблематика подхода к моделированию.

Ключевые слова: турбулентность, моделирование больших вихрей, фильтрование уравнений Навье-Стокса.

Введение. Турбулентность – всеохватывающее свойство жидкого, газообразного и плазменного состояния вещества. Закономерности турбулентности проявляются в космосе, атмосфере, гидросфере, в разнообразных технических устройствах и биологических системах.

Общей теории турбулентности нет до сих пор, несмотря на старания выдающихся ученых за последние сто лет. В последние десятилетия некоторое развитие получило прямое моделирование турбулентности на крупных вычислительных системах, аккуратная реализация которого, однако, сопряжена с трудно преодолимыми вычислительными затратами сейчас и в ближайшей перспективе.

Наряду с прямым моделированием, развитие также получило менее трудоемкое моделирование турбулентности на основе упрощенного подхода, направленное на выделение основных особенностей турбулентности, так называемое моделирование больших вихрей (*Large Eddy Simulation – LES*).

В настоящее время библиография по *LES* в мировой научной литературе насчитывает несколько тысяч источников. Данное направление развивается и дает конкретные практические результаты, как в предсказании погоды, так и в совершенствовании процессов и машин.

Данная работа является кратким обзором основополагающих результатов по моделированию больших вихрей в турбулентности на основании доступных автору публикаций.

1. Уравнения движения и модели турбулентности. Общие свойства турбулентного режима у Хинце, Монина, Колмогорова, Роре, Sagaut, Berselli, Shlaetter [1, 4, 13, 14, 15, 18, 20] представляются следующим образом.

- Турбулентность в измерениях проявляется в виде случайных пульсаций параметров течения в широком диапазоне частот и масштабов.
- Турбулентность возникает при доминировании инерционных свойств течения над вязкими и представляет собой каскад неустойчивостей ламинарных фрагментов течения.
- Турбулентным течениям присущи свойства диффузности и диссипативности.
- Капельность при возникновении турбулентности не является определяющим свойством.
- Турбулентное течение является вращательным в принципе и представляет иерархию вихрей, состоящих в прямом/обратном каскадном процессе обмена энергией пульсаций; поэтому турбулентность трехмерна и нестационарна.
- Турбулентность является свойством течения и не распространяется до молекулярных масштабов, проявляется как свойство именно сплошной среды, но не ее молекулярных свойств.

На рис. 1 показаны отличия актуальной картины турбулентного течения вокруг профиля и осредненного течения. На первом снимке представлена мгновенная картина колеблющегося следа за профилем при числе Maxa M = 0,6 и числе с применением Re = 220000высокоскоростной съемки, и волны, движущиеся вверх по потоку вдоль каждой из поверхностей профиля. На втором снимке экспозиция в 1/400 с осредняет это течение по двенадцати циклам, создавая иное представление о движении [21].

Турбулентность обыкновенно изучается на основе уравнений Навье-Стокса (NSE), т. е. на макроуровне, однако существуют работы по турбулентности на основе уравнения Больцмана.



Рис. 1 – Нестационарное и осредненное во времени обтекание профиля [21]

© В. Г. Солодов, 2016

$$\mathbf{u}_t + \nabla \cdot (\mathbf{u} \otimes \mathbf{u}) - \nu \nabla^2 \mathbf{u} + \nabla p^* = \mathbf{f},$$

$$\nabla \cdot \mathbf{u} = 0; \quad \Omega \times (0, T), \quad \Omega \in \mathbb{R}^3.$$

Область применимости NSE определяется критериальными условиями, среди которых условие Кнудсена (на основе максвелловского закона распределения нейтральных молекул по скоростям): $Kn \equiv \lambda/L < 0,1$, ($\lambda \sim 6_{10} - 8$ м), и условие Трусделла [16]: $Tr \equiv \mu \varepsilon/p = 1,5 Kn \cdot M < 1$. Таким образом, уравнения NS неприменимы: а) для разреженных газов, на больших скоростях; б) для несжимаемых жидкостей с большой вязкостью при высоких скоростях деформаций.

По уровню приближения в классификации доминирует прямое моделирование турбулентности (DNS) на основе уравнений Навье-Стокса и подходящей разностной сетки (рис. 2). Оно иногда называется численным экспериментом в связи с высокой степенью достоверности.



Рис. 2 – Иерархия основных моделей турбулентности, по [3] (Blazek, 2001)

При прямом моделировании турбулентности подразумевается разрешение всех масштабов в объеме L^3 с числом степеней свободы $N = O(\text{Re}^{9/4})$ [19] (Landau, 1950). Количество точек для разрешения течения в канале $N \sim (0,1\text{Re})^{9/4}$ [9] (Moin, 1982). Временной шаг для разрешения течения в канале $\Delta t \sim 0.1 L / (U \cdot \mathrm{Re}^{1/2})$ [5] (Kim, et al., 1987). приложениях технических преобладает высокорейнольдсова турбулентность. Учет основных характеристик DNS приводит к выводу большинства ведущих ученых - в ближайшие 20-30 лет DNS для практически важных инженерных приложений будет недоступно.

Внизу схемы (рис. 2) находятся модели низкой степени приближения для осредненных уравнений NS, как по времени, так и по пространству. Осреднение проводится обыкновенно весьма упрощенно, однако вызывает необходимость замыкания NSE в силу нелинейности конвективного оператора. Эти

Вісник НТУ «ХПІ». 2016. № 20 (1192)

замыкания в нижней части схемы, как правило, стационарны и имеют отношение к частным течениям.

Таблица 1 – Употребительные сокращения в теории моделирования турбулентности

ARS	Алгебраическая модель рейнольдсовых напряжений
DES	Моделирование отсоединенных вихрей (Detached Eddy Simulation)
DNS	Прямое численное моделирование (Direct Numerical Simulation)
ILES	Неявное моделирование крупных вихрей
LES	Моделирование крупных вихрей (Large Eddy Simulation)
LNS	Моделирование ограниченных численных масштабов (Limited Numerical Scales)
MILES	Монотонное интегрирование LES (Monotone Integrated LES)
PRNS	Частично разрешаемые уравнения Навье-Стокса
R(F)ANS	Моделирование на основе уравнений NS, осредненных по Рейнольдсу (Фавру)
RSM	Модель рейнольдсовых напряжений (Reynolds Stress Model)

2. Осреднение уравнений NS. С целью упрощения моделирования турбулентности уравнения NS осредняются а) по Рейнольдсу, б) по Фавру (с весовой плотностью).

Осреднение уравнений NS по *Рейнольдсу* (URANS):

$$\overline{\psi} = \frac{1}{\Delta t} \int_{t_o}^{t_o + \Delta t} \psi dt \; ; \; \psi = \overline{\psi} + \psi' \; ;$$
$$\frac{\partial}{\partial t} (\overline{\rho}) + \frac{\partial}{\partial x_i} (\overline{\rho u_i}) + \frac{\partial}{\partial x_i} (\overline{\rho' u_i'}) = 0$$

При этом возникает проблема замыкания для $\overline{\rho' u'_i}$ уже в уравнении неразрывности, а также в уравнениях движения и в уравнении энергии.

Осреднение уравнений NS по Фавру (UFANS):

$$\widetilde{\psi} = \frac{1}{\overline{\rho}\Delta t} \int_{t_o}^{t_o+\Delta t} \rho \psi dt \equiv \frac{\rho \psi}{\overline{\rho}}; \ \psi = \widetilde{\psi} + \psi'';$$
$$\frac{\partial \overline{\rho}}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\overline{\rho}\widetilde{u}_i) = 0;$$
$$\frac{\partial}{\partial t} (\overline{\rho}\widetilde{u}_i) + \frac{\partial}{\partial x_i} (\overline{\rho}\widetilde{u}_j\widetilde{u}_i) = -\frac{\partial \overline{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_i} [\widetilde{\tau}_{ji} - \overline{\rho}\widetilde{u}_i^*\widetilde{u}_i'']$$

Осреднение по Фавру дает более простой вид осредненных уравнений NS. Для несжимаемой среды осреднение по Фавру превращается в осреднение по Рейнольдсу.

Оба типа осреднения действуют сразу на все масштабы турбулентных структур. Осредненные уравнения не замкнуты из-за нелинейности конвективного оператора, замыкание обеспечивается моделями турбулентности (см. например, [22]).

3. Фильтрованные (FNS) уравнения NS. Подход к моделированию больших вихрей (LES) является промежуточным по степени разрешения турбулентных структур между DNS и решением осредненных уравнений Навье-Стокса. Концепция фильтрования основана на осреднении уравнений NS с применением фильтра.

Осредненные величины представляются операторами $\overline{\psi}(x) = \int_{x=-\infty}^{x=+\infty} \psi(\xi) G(x,\xi) d\xi$ – в физическом пространстве; операторами $\overline{\psi}^{\Phi}(k,t) = G^{\Phi}(k)\psi^{\Phi}(k,t)$ – в спектральном пространстве. Актуальная величина представляется в виде $\psi = \overline{\psi} + \psi'$, ядро оператора $G(x,\xi) = f(\Delta, |x-\xi|);$ его осреднения условие нормировки $\int_{\Omega} G(x,\xi) d\Omega = 1$. При этом обеспечивается сходимость актуальному решению к $\overline{\psi} \to \psi : L^2(\Omega), \text{ if } \Delta \to 0 \text{ } \mathbb{H} \|\overline{\psi}\| \leq C \|\psi\|.$

Существует разнообразие фильтров с различными ядрами (см. например, [22]). Наиболее употребительны классические фильтры:

a) прямоугольный или «коробчатый» фильтр с представлением ядра в виде:

$$G(x,\xi) = \begin{cases} 1/\Delta, |x-\xi| < \Delta/2\\ 0 \end{cases};$$
$$G^{\Phi}(k) = \prod_{j=1}^{3} \frac{\sin(0.5\Delta k_j)}{0.5\Delta k_j}.$$

б) гауссов фильтр:

$$G(x,\xi) = \left(\frac{6}{\pi\Delta^2}\right)^{3/2} \exp\left[-6\frac{(x-\xi)^2}{\Delta^2}\right];$$
$$G^{\Phi}(k) = \exp\left(-\frac{\Delta^2 k^2}{24}\right)$$

в) спектральный фильтр:

$$G(x,\xi) = \frac{\sin(\pi(x-\xi)/\Delta)}{\pi(x-\xi)};$$

$$G^{\Phi}(k) = 0; 1, if |k_j| \le \pi / \Delta, j = 1...3.$$

Их графические представления можно встретить в [14, 22].

Гауссов фильтр (как и фильтры на его основе) как в физическом, так и в спектральном пространствах локален, остальные этим важным свойством не обладают.

Спектральный фильтр уничтожает Фурье моды волнового числа большие, чем волновое число отсечения (рис. 3, *a*); фильтр не локален в физическом пространстве. Позволяет рассчитывать разрешение турбулентных пульсаций не выше частоты отсечения по фильтру.

Невыделенные фильтром особенности должны моделироваться. Если фильтр является оператором Рейнольдса, то $G(x,\xi)=1$. При наличии анизотропии турбулентности предложены обобщения фильтров.

Осреднение уравнений Навье-Стокса с использованием фильтра приводит к осреднению конвективного оператора, в котором появляется среднее от произведения компонент скорости:

$$\overline{u_i u}_j = \overline{\left(\overline{u}_i + u'_i\right)} \overline{\left(\overline{u}_j + u'_j\right)} == \overline{\overline{u}_i \overline{u}_j} + \overline{\overline{u}_i u'_j} + \overline{u'_i \overline{u}_j} + \overline{u'_i u'_j} .$$

Применение операции фильтрования к нелинейному конвективному члену NSE исторически

было двухступенчатым. Вначале оператор представлялся в виде суммы тензоров перекрестных и рейнольдсовых напряжений.

$$\overline{u_i u_j} = \overline{\overline{u}_i \overline{u}_j} + C_{ij} + R_{ij}$$

В 1974 г. Leonard [8] привел конвективный оператор к современному виду.

$$\overline{u_i u_j} = \overline{u}_i \overline{u}_j + L_{ij} + C_{ij} + R_{ij}$$

Здесь $L_{ij} = \overline{u_i}\overline{u_j} - \overline{u_i}\overline{u_j}$ - разрешаемые леонардовы напряжения; $C_{ij} = (\overline{\overline{u_i}u'_j} + \overline{u'_i\overline{u_j}})$ - перекрестные напряжения; $R_{ij} = \overline{u'_iu'_j}$ - подсеточные (SGS) рейнольдсовы напряжения. Если фильтр является оператором Рейнольдса, то $\overline{\overline{u}} = \overline{u}, \ \overline{u'} = 0, \ \overline{\overline{uu}} = \overline{u} \cdot \overline{u}$ и $C_{ij} = L_{ij} \equiv 0$. Таким образом, для оператора фильтра по Рейнольдсу остаются только рейнольдсовы напряжения.

Концепция сеточного фильтрования численных решений уравнений NS состоит в специальном ограничении решений, связанном с размером сетки. Невыделенные фильтром свойства решения моделируются дополнительной приближенной моделью на основе разрешаемых масштабов.

В спектральном пространстве кривая-образ кинетической энергии показывает разрешение низких частот до частоты отсечения (рис. 3, *a*). На рис. 3, *б* схематически показаны структуры, которые разрешаются в рамках фильтрованных уравнений. Частотный спектр плотности кинетической энергии турбулентных пульсаций в каверне (рис. 4) показывает насколько DNS богаче RANS.

Система RANS не позволяет явно управлять моделированием, так как отрезающая частота не специфицирована в осредняющем операторе. LES принципиально основана на разделении масштабов. Наименьшие масштабы моделируются статистической моделью подфильтровых/подсеточных масштабов (SFS/SGS). Отрезание высших частот обосновано гипотезой локальной изотропии Колмогорова. LES, использующая фильтрующий оператор, ведет к нестационарному явному 3D моделированию. LES, основанная на специальной аппроксимации схемы, ведет к нестационарному неявному 3D моделированию (iLES).

4. Определение масштабов. Большие масштабы описывают динамику турбулентности, ее физический механизм, перенос турбулентности, и производство турбулентной кинетической энергии вихрей больших масштабов. Большие масштабы чувствительны к граничным условиям, т. е. анизотропны; содержат основную часть (80 - 90%)турбулентной Малые кинетической энергии. масштабы универсальны и изотропны по Колмогорову; ответственны только за вязкую диссипацию; содержат лишь несколько процентов полной кинетической энергии.



Рис. 3 – Энергетический каскад и разрешаемые турбулентные структуры: *a* – спектральное представление турбулентности: кинетическая энергия турбулентных пульсаций – интеграл от турбулентного спектра по волновым числам; *б* – разрешаемые и подсеточные турбулентные структуры [14]



Рис. 4 – Спектральная плотность кинетической энергии турбулентных пульсаций в каверне в функции частоты, Гц [14]: слева DNS (L. Jacquin), в центре LES (L. Larcheveque), справа URANS (V. Gleize, ONERA)

Физические ограничения для подсеточных моделей [1, 10, 12, 13, 14, 15]. Подсеточные (SGS) модели должны отражать свойства симметрии, присущие истинным масштабам; SGS модели должны быть совместимы с DNS моделями. SGS модели должны иметь то же воздействие на разрешаемые масштабы, что и истинные подфильтровые (SFS) масштабы (дисперсия, диссипация, диффузия).

Вычислительные ограничения для подсеточных моделей. SGS модели должны быть экономичны, локальны во времени и пространстве; SGS модели не должны индуцировать численные неустойчивости и ложные эффекты.

Ниже приводятся оценки по вычислительным требованиям к разрешению. Колмогоровский масштаб

длины –
$$\eta = (v^3 / \varepsilon)^{1/4}$$
, где $\varepsilon = \frac{1}{2} v \sum_{i,j} \left(\frac{\partial u'_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u'_j}{\partial x_i} \right)^2 -$

скорость диссипации энергии. Вязкая диссипация кинетической энергии доминирует в диапазоне $0,1 < k\eta < 1$, где k — волновые числа, иначе $6\eta < L < 60\eta$; при этом диаметр червеобразных ("wormlike") структур турбулентности составляет $4\eta - 10\eta$.

DNS разрешение изотропной турбулентности и течения (табл. 2). слвигового При DNS подразумевается разрешение всех масштабов в объеме L^3 с числом степеней свободы $N = O(\operatorname{Re}_L^{9/4})$, где ${
m Re}_L = LU / \nu$, $U = \sqrt{0.5 \overline{u'_{,u'_{,i}}}}$ $L / \eta \cong {
m Re}_L^{3/4}$, и таким образом, $N\Delta x \sim \text{Re}_L^{9/4}$ [19] (Landau, 1950). Количество точек для разрешения течения в канале $N \sim (0.1 \text{Re})^{9/4}$ [9] (Moin, 1982). Временной шаг для разрешения течения в канале $\Delta t \sim T_n = \sqrt{\nu / \varepsilon}$, $n(\Delta t) \sim T_L / T_n \cong \operatorname{Re}_L^{1/2}$, поэтому $\Delta t \sim 0.1 L/(U \cdot \text{Re}^{1/2})$, и количество требуемых временных шагов для получения представительной картины турбулентности ~ $\operatorname{Re}_{L}^{11/4}$ [36] (Sagaut, 2007). К этому следует добавить необходимость применения численной схемы интегрирования уравнений NS высокого порядка аппроксимации как по времени, так по пространству, проблему формирования граничных условий и длительное время интегрирования для выхода течения на развитый турбулентный режим. Нетривиальным также является постпроцессинг, т. е. обработка результатов DNS моделирования.

Таблица 2 – Характерные размеры шага интегрирования DNS в продольном, поперечном и нормальном направлениях по данным [24, 36]

[24], Moin, Mahesh (1998)	по потоку	по нормали к стенке	поперек потока
однородный сдвиг	$\Delta X \sim 8\eta$	$\Delta Y \sim 4\eta$	$\Delta Z \sim 4\eta$
изотропная турбулентность	$\Delta X \sim 4,5\eta$	$\Delta Y \sim 4,5\eta$	$\Delta Z \sim 4,5\eta$

LES разрешение турбулентности. Вычислительная сетка LES может быть грубее, для изотропной турбулентности должна обеспечивать прямое разрешение ламинарно-турбулентного перехода и генерации турбулентности. Для LES в ядре квазиизотропного потока параметры сетки примерно те же. Для сдвиговых течений требования сеточного разрешения слабее, так как генерация турбулентности ассоциируется с толщиной сдвигового слоя δ , поэтому $\delta/100 < \Delta X < \delta/10$ независимо от числа Рейнольдса [13, 36].

Требования к разрешению для пристенных течений (табл. 3).



Кlebanoff [6] Негbert [25] Каchanov [33] Рис. 5 – Различные типы переходных ("streaky") структур во внутреннем слое [26] (Berlin et al., 1999, эксперимент)

В целом нужно заметить, что сетки для LES сильно анизотропны. Улучшение аппроксимации по нормали к стенке возможно благодаря совершенствованию моделей пристенных напряжений.

Разрешение для акустики. Типичные длины волн существенно акустических больше колмогоровского масштаба. Период гидродинамических флуктуаций $T_f = L_t / u_t$, масштаб гидродинамической турбулентной флуктуации (в диапазоне) инерционном составляет $L_{t} = T_{f}u_{t} = \left(T_{f}\sqrt{2\pi E(2\pi/L_{t})}\right)^{2/3}$, масштаб акустической турбулентной флуктуации составляет $L_a = T_f(u+c),$ их отношение $\frac{L_a}{L_t} = \frac{(u+c)}{u_t} > 1$, поэтому акустические

волны разрешаются в LES на применяемых или более грубых сетках (см. подробнее [36]).

Разрешение (выделение) ударной волны для

Таблица 3 – Рекомендуемые значения размеров
сетки в пограничном слое для DNS и LES [11]

(Piomelli, Balaras) [11]	DNS	wall-LES
ΔX^+	10-15	50-100
$\Delta Y+$	5	10-20
ΔZ+ (нормаль)	1	1
число точек	3	3
в слое 0 < ∆Z+ < 10	-	•

DNS и LES разрешение пограничного слоя определяется разрешением стриков ("streaky"). Крупные масштабы имеют порядок толщины внешнего подслоя пограничного слоя. Масштаб генерации турбулентности во внутреннем подслое – вязкая длина

$$L = v / u_{\tau}, \ u_{\tau} \sim u \sqrt{C_f}, \quad C_f \sim \operatorname{Re}_L^{0,2}$$

Количество точек в каждом измерении определяется возможностью разрешения "streaky" структур (рис. 5, рис. 6), которые в переменных стенки имеют постоянные размеры $N_{BL} \sim \text{Re}_{L}^{0,9}$. Физически необходимое количество временных шагов $\sim \text{Re}_{L}^{0,6}$ (в пристенных областях масштаб событий зависит от Re [36]).



Рис. 6 – LES, Л2-критерий завихренности [27] (Jeong&Hussein, 1995)

чисел Маха 1,2 < М < 1,5 (табл. 4). По оценкам [24] колмогоровский размер на порядок больше толщины ударной волны δ_{SHOCK}

$$\frac{\eta}{\delta_{SHOCK}} \sim 0.13 \frac{\mathrm{M} - 1}{\mathrm{M}_{t}} \sqrt{\mathrm{Re}_{\lambda}} ,$$

здесь $\lambda = \sqrt{2\nu \langle u'^2 \rangle / \varepsilon}$ – тейлоровский масштаб, в котором осреднение проводится по Рейнольдсу $\operatorname{Re}_{\lambda} \left(\sqrt{2\nu \langle u'^2 \rangle / \varepsilon} \right); M_t = f \left(\sqrt{K} \right); K$ – турбулентная кинетическая энергия.

Отсюда следуют условия разрешения и выделения скачка уплотнения.

Требования к аппроксимации вычислительной схемы для DNS. Количество сеточных точек для разрешения события масштаба *L* является функцией численного метода. Оценка минимального отношения *L*/ ΔX , требуемого для получения заданной точности на волновом тестовом решении $f(x) = e^{ikx}$, дана в табл. 5.

Численная схема модифицирует решение преобразованием $k \Rightarrow k'(k, \Delta x)$. По данным табл. 5 удовлетворительным выглядит 4—6 порядок аппроксимации численной схемы.

О требованиях к аппроксимации вычислительной схемы для LES. Требования к управлению ошибкой в LES более строгие из-за необходимости оценки энергии отсечения. Численные схемы вносят заметную искусственную диссипацию вследствие применения процедур противопоточности, фильтрования, криволинейности сетки.

Центрально-разностные схемы LES лля предпочтительны, т. к. имеют относительно малую диссипативную ошибку, вносят в решение в основном дисперсионную ошибку, которая явно не влияет на энергетический баланс SGS напряжений, что позволяет выделить более широкий диапазон масштабов. Вместе с тем, центрально-разностные схемы имеют узкий диапазон устойчивости и требуют применения процедуры искусственной стабилизации и применения неявных схем.

Табл. 6 иллюстрирует диапазон доминирования физически обоснованных моделей SGS напряжений, который возникает при малой численной погрешности схемы. Для неявных LES, в которых остаточные члены разностной схемы имеют структуру SGS тензора и доминируют над физической моделью SGS, последняя не применяется. Данное направление развивается, хотя имеет критиков.

5. Две стратегии моделирования SGS напряжений. В литературе существуют две основные

стратегии моделирования подсеточных рейнольдсовых напряжений – функциональное моделирование и структурное моделирование.

Функциональное моделирование состоит в моделировании действия SGS напряжений на поле скоростей, но не на SGS тензор напряжений.

Структурное моделирование состоит в наилучшей аппроксимации тензора SGS напряжений по оценке разрешаемого поля скоростей или с помощью формального разложения в ряды.

Данная классификация не устоялась, ей несколько лет. Другие подходы к классификации [1, 10, 12, 15, 23] характеризуются: а) уровнем сложности и точности аппроксимации SGS тензора; б) качеством описания каскадных процессов прямого и обратного рассеяния энергии; в) применением многоуровневого фильтрования; г) использованием стохастических методов в моделировании SGS; д) применением соображений, основанных на подобии масштабов.

Остановимся подробнее на функциональном моделировании для простейшего случая изотропной турбулентности. В основном это модели, основанные на разрешаемых масштабах.

Таблица 4 – Сеточные размеры для DNS и LES [28] (Ducros et al. 1999); [29] (Garnier, Sagaut, Deville 2001)

$\Delta x < \delta_{SHOCK} < \eta$	Разрешение скачка	DNS
$\delta_{SHOCK} < \Delta x < \eta$	Выделение скачка	DNS
$\delta_{SHOCK} < \eta < \Delta x$	Выделение скачка	LES

Таблица 5 – Количество сеточных точек для разрешения события на длине волны [7] (Lele, 1992)					
$C = 1 \frac{k'}{k}$	2-й порядок, явная	4-й порядок, явная	6-й порядок, явная	4-й порядок,	6-й порядок,
$C = I - \kappa / \kappa$	схема	схема	схема	неявная схема	неявная схема
0,1	8	4,54	3,70	3,38	2,85
0,01	25	8,69	5,71	5,71	4
0,001	100	16,38	8,69	10	5,71

Таблица 6	– Диапазоны	доминировани	я моделей SGS на	пряжений	[7]	(Lele,	1992)	ļ
	F 1					· · · ·		

Управляемая LES	Enum << Esgs; физическая модель доминирует; явное SGS моделирование необходимо
Промежуточный случай	Cnum ~ Csgs; некоторые численные схемы (типа MiLES [30] (Boris, 1992), работают как SGS модель; явное SGS моделирование не оправдано
Heyправляемая LES = iLES	Enum >> Esgs; SGS моделирование не имеет смысла; результаты моделирования зависят от задачи

Некоторые модели вихревой вязкости.

Линейная модель [37] (Smagorinsky, 1963). $v_t = (C_s \Delta)^2 (2 \overline{S}_{ii} \overline{S}_{ii})^{1/2}$, в которую заложена гипотеза локального равновесия или автоадаптации SGS к разрешаемым масштабам. Константа $C_{s} = 0,18$ определяется из гипотезы Колмогорова. Модель основана на идее Буссинеска о вихревой вязкости, успешно давно используемой И в теории замыканий. турбулентных Вихревая вязкость $\hat{\tau} = v_{\cdot} \cdot \hat{S}$ применяется в упрощенном виде, ибо показано, что она может быть тензором ([17], Yoshisava, 1989). Это простейшая модель, явно не зависящая от фильтра, имеет много недостатков: не универсальна, демонстрирует нефизичность колмогоровского спектра, не обеспечивает переход к DNS, не содержит обратного каскада.

WALE-модель [31] (Nikoud, 1993), является усовершенствованием предыдущей модели с вихревой вязкостью в виде $v_t = (C_W \Delta)^2 \frac{(\overline{S}^{d}_{ij} \ \overline{S}^{d}_{ij})^{3/2}}{(\overline{S}_{ij} \ \overline{S}_{ij} \ \overline{S}^{j} + (\overline{S}^{d}_{ij} \ \overline{S}^{d}_{ij})^{5}},$ $\overline{S}^{d} = f(\overline{S}, \overline{\Omega})$, обеспечивает корректное асимптотическое описание вблизи стенки при безградиентном погранслое.

Модель смешанных масштабов [32] (Sagaut, 2002). Вихревая вязкость имеет вид $v_t = (C_M \Delta)^{3/2} q_c^{1/4} (2 \overline{S}_{ii} \overline{S}_{ij})^{1/2},$ основана на смешении масштабов, применяет повторный (неявный «тестовый») фильтр в виде решения уравнения Лапласа $q_c = 0.5(\overline{u} - \hat{\overline{u}})^2$, $\overline{u} - \hat{\overline{u}} \sim \Delta \cdot \nabla^2 \overline{u}$.

Обобшение моделей вихревой вязкости выполняется также на основе 2-х уровневого фильтрования. Исторически первым представителем явилась линамическая модель [33] (Germano) построенная на основе тождества Germano, связывающего SGS тензоры 2-x уровней фильтрования:

$$\underbrace{\widetilde{\overline{u}_i \overline{u}_j} - \widehat{\overline{u}_i} \widehat{\overline{u}_j}}_{L_{ij}} = \underbrace{\widehat{\overline{u_i u_j}} - \widehat{\overline{u}_i} \widehat{\overline{u}_j}}_{T_{ij}} - \underbrace{\underbrace{\left(\underbrace{\overline{\overline{u_i u_j}} - \overline{\overline{u}_i} \overline{\overline{u}_j}}_{\hat{\mathfrak{t}_{ij}}}\right)}_{\hat{\mathfrak{t}_{ij}}}.$$

Тождество Germano приводит к тензору Леонарда (разрешаемому). Затем минимизируется невязка.

Условие минимизации $\partial (r_{ii}r_{ii}) / \partial C = 0$, где $C = (L_{ii}M_{ii})/(M_{ii}M_{ii}),$ вычисляется локально. Особенности данной модели – автоматическое исчезновение SGS тензора на стенке; автоматический переход к DNS; отражение переходного процесса в пограничном слое; с моделями вихревой вязкости динамическая процедура иногда дает C < 0 – что может указывать на обратное рассеяние. Модель требует стабилизации, развитию модели посвящено много работ. Динамическая процедура Germano используется также для развития многопараметрических моделей.

Структурное моделирование тензора SGS напряжений заключается в лучшей аппроксимации тензора по оценке поля скоростей или на основе формального разложения в ряды. Данная стратегия не использует априорного знания о природе взаимодействия SGS и разрешаемых масштабов.

Основная классификация моделей в структурном моделировании: а) модели, полученные формальным разложением тензора в ряды вблизи отсечения; использующие б) модели, гипотезу подобия уровнях масштабов на разных фильтрования; в) смешанные модели, основанные на линейной комбинации функциональных И структурных подходов; г) модели на основе уравнений переноса компонент SGS тензора без учета механизмов взаимодействия.

Модели приближенного обращения оператора фильтра развивает школа [1] Berselli, et al., с разным порядком аппроксимации. При этом 6-й порядок вносит трудности реализации, но содержит обратный каскад. 6. Особенности фильтрования NSE на реальных сетках. Операция взятия частной производной от осредненного параметра по пространственной координате в общем случае не коммутативна[1]:

$$\frac{\partial \overline{\psi}(x)}{\partial x} - \frac{\overline{\partial \psi(x)}}{\partial x} = \int \psi(\xi, t) \frac{G(x-\xi)}{\partial x} d\xi.$$

Поэтому рассматриваются два подхода:

 фильтрование NSE в декартовых координатах и последующее преобразование отфильтрованных уравнений в обобщенную систему координат приводит к коммутирующим фильтрам с ошибкой в производных порядка O(Δ). Данный подход распространяется на произвольный порядок схемы при специальном выборе фильтра.

 запись NSE в обобщенных координатах и последующее фильтрование формально показывает сохранение аппроксимации, но вносит проблемы из-за переменности метрики сетки.

Общая теория лучшей аппроксимации и выбора характерного радиуса фильтра отсутствует. Оптимизация LES решения может быть также достигнута изменением констант в подсеточной модели; перестроением расчетной сетки.

Заключение. Моделирование больших вихрей в турбулентности бурно развивается и уже дает весомые результаты в приложениях [15, 30, 36].

К нерешенным проблемам LES наряду с развитием моделей SGS замыканий следует отнести устранение численных эффектов, связанных с анизотропией сеток, повышение порядка точности разностных схем при оптимальном выборе типа аппроксимации, решение проблемы постановки граничных условий, прежде всего модели стенки. Отдельной темой является моделирование SGS замыканий для плазмы, термодинамических систем с химическими реакциями и фазовыми переходами.

Список литературы. 1. Berselli L. Mathematics of LES of Turbulent Flows / L. Berselli, T. Iliescu, W. Layton. - SC : Springer, 2006. - 348 p. 2. Berselli L. C. A higher-order subfilter-scale model for large eddy simulation / L. C. Berselli, T. Iliescu // J. Comput. Appl. Math. - 2003. -№ 159 (2). – P. 411–430. 3. Blazek J. Computational Fluid Dynamics : Principles and Applications / J. Blazek. - Elsevier, 2001. - 435 p. 4. Hinze J. O. Turbulence / J. O. Hinze - New-York : McGraw-Hill, 1975. - 790 p. 5. Kim J. Turbulent statistics in fully developed channel flow at low Reynolds number / J. Kim, P. Moin, R. Moser // Journ. Fluid Mech. - 1987. - № 177. - P. 133-166. 6. Klebanoff P. S. Characteristics of Turbulence in a Boundary Layer with Zero Pressure Gradient / P. S. Klebanoff // NACA Tech. Note, 3178. - 1956. 7. Lele S. K. Compact finite difference schemes with spectral-like resolution / S. K. Lele // Journal of Computational Physics. - 1992. - № 103. -P. 16-42. 8. Leonard A. Energy cascade in large eddy simulations of turbulent fluid flows / A. Leonard // Adv. in Geophysics. - 1974. -№ 18A. P. 237-248. 9. Moin P. Numerical investigation of turbulent channel flow / P. Moin, J. Kim // Journ. Fluid Mech. - 1982. - № 118. -10. Moin P. Dynamic Subgrid-Scale Model for P. 341–377. Compressible Turbulence and Scalar Transport / P. Moin, K. Squires, W. Cabot [et al.] // Physics of Fluids. – 1991. № A3 (11). – P. 2746–2757. **11.** *Piomelli U.* Wall-layer models for large-eddy simulations / U. Piomelli, E. Balaras // Annual Review of Fluid Mechanics. - Palo Alto, California : Annual Reviews. - 2002. -Vol. 34. - P. 349-374. 12. Piomelli U. Large-Eddy Simulation : Present State and Future Directions / U. Piomelli // AIAA Paper 98-0534. -1998. 13. Pope S. Turbulent Flows / S. Pope. - Cambridge : Cambridge University Press, 2003. – 770 p. 14. Sagaut P. Large eddy simulation for incompressible flows. Scientific Computation / P. Sagaut. - Berlin :

Springer-Verlag. - 2001 p. 15. Schlatter P. Large-eddy simulation of transition and turbulence in wall-bounded shear flow / P. Schlatter // PhD Thesis. - Zürich. - 2005. - ETH № 16000. 16. Truesdell C. A. Precise upper limit for the correctness of the Navier-Stokes theory with respect to the kinetic theory / C. A. Truesdell // Journ. of Statistic. Phys. - 1969. - Vol. 1, № 2. - P. 313. **17.** *Yoshizawa A*. Subgrid-scale modeling with a variable length scale / A. Yoshizawa // Phys. Fluids. -1989. № А1 (7). – Р. 1293–1295. 18. Колмогоров А. Н. Локальная структура турбулентности в несжимаемой вязкой жидкости при очень больших числах Рейнольдса / А. Н. Колмоговров // ДАН СССР. - Москва : АН СССР. - 1941. - Т. 30. - С. 299-303. 19. Ландау Л. Теоретическая физика / Л. Ландау, Е. Лившиц. Москва : Наука, 1986. – Т. 6. – 736 с. 20. Монин А. С. Статистическая гидромеханика / А. С. Монин, А. М. Яглом. - М. : Наука, 1965. – Ч. І. – 640 с. – 1967. – Ч. ІІ. – 720 с. 21. Van Dyke M. An Album of Fluid Motion / M. Van Dyke. - Stanford : Parabolic Press, 1982. – 180 р. 22. Солодов В. Г. Моделирование турбулентных течений. Расчет больших вихрей / В. Г. Солодов. - Харків : ХНАДУ, 2011. - 167 c. 23. Drikakis D. Simulation of implicit LES / D. Drikakis, C. Fureby, F. F. Grinstein [et al.] // Journal of Computational Physics. -2006. - № 213. - P. 413-436. 24. Moin P. DIRECT NUMERICAL SIMULATION : A Tool in Turbulence Research / P. Moin, K. Mahesh // Annual Review of Fluid Mechanics. - 1998. - Vol. 30. - P. 539-578. 25. Herbert T. Secondary instability of boundary layers / T. Herbert // Annual Review of Fluid Mechanics. - 1988. - Vol. 20. P. 487-526. 26. Berlin S. Numerical and experimental investigations of oblique boundary layer transition / S Berlin, M. Wiegel, D. S. Henningson // Journ. Fluid Mech. - 1999. - № 393. - P. 23-57. 27. Jeong J. Jn the identification of a vortex / J. Jeong, F. Hussein // Journ. Fluid Mech. -1995. - № 285. - P. 69-94. 28. Ducros F. Large-eddy simulation of shock/homogeneous turbulence interaction / F. Ducros, V. Ferrand, F. Nicoud [et al.] // Journ. Comp. Physics. - 1999. - № 152. -P. 517-549. 29. Garnier E. A class of explicit ENO filters with application to unsteady flows / E. Garnier, P. Sagaut, M. Deville // Journ. Comp. Physics. - 2001. - № 170. - P. 184-204. 30. Boris J. P. New insights into large-eddy simulation / J. P. Boris, F. F. Grinstein, E. S. Oran [et al.] // Fluid Dynamics Research. - 1992. - № 10. -P. 199-228. 31. Nicoud F. Subgrid-scale stress modelling based on the square of the velocity gradient tensor / F. Nicoud, F. Ducros // Flow, Turbulence and Combustion. - 1993. - Vol. 62, № 3. - P. 183-200. 32. Sagaut P. Large-Eddy Simulation for Incompressible Flows: An Introduction / P. Sagaut. - Berlin : Springer-Verlag. - 2002. 33. Germano M. Turbulence : The filtering approach / M. Germano // Journ. Fluid Mech. - 1992. - № 238. - P. 325-336. 34. Kachanov Y. S. Physical mechanisms of laminar-boundary-layer transition Y. S. Kachanov // Annual Review of Fluid Mechanics. - Vol. 26. -P. 411-482. 35. Klebanoff P. S. The three-dimensional nature of boundary layer instability / P. S. Klebanoff, K. D. Tidstrom, L. M. Sargent // Journ. Fluid Mech. $-1962. - N \ge 187. P. 61.$ 36. Wagner C. Large-Eddy Simulation for Acoustics / C. Wagner, T. Hüttl, P. Sagaut. - New-York : Cambridge University Press, 2007. -441 p. 37. Smagorinsky J. General circulation experiments with the primitive equations / J. Smagorinsky // Monthly Weather Review. -1963. – Vol. 91, № 3. – P.99–165.

References. 1. Berselli, L., T. Iliescu and W. Layton. *Mathematics of LES of Turbulent Flows*. SC: Springer, 2006. Print. 2. Berselli, L. C., and T. Iliescu. "A higher-order subfilter-scale model for large eddy simulation." *J. Comput. Appl. Math* 159.2 (2003): 411–430. Print. 3. Blazek, J. *Computational Fluid Dynamics: Principles and Applications*. Elsevier, 2001. Print. 4. Hinze, J. O. *Turbulence*. New-York : McGraw-Hill, 1975. Print. 5. Kim, J., P. Moin and R. Moser. "Turbulent statistics in fully developed channel flow at low Reynolds number." *Journ. Fluid Mech* 177 (1987): 133–166. Print. 6. Klebanoff, P. S. "Characteristics of Turbulence in a Boundary Layer

with Zero Pressure Gradient." NACA Tech. Note 3178. 1956. Print. 7. Lele, S. K. "Compact finite difference schemes with spectral-like resolution." Journal of Computational Physics 103 (1992): 16-42. Print. 8. Leonard, A. "Energy cascade in large eddy simulations of turbulent fluid flows. " Adv. in Geophysics. No. 18A. 1974. 237-248. Print. 9. Moin, P., and J. Kim. "Numerical investigation of turbulent channel flow". Journ. Fluid Mech 118 (1982): 341-377. Print. 10. Moin, P., et al. "Dynamic Subgrid-Scale Model for Compressible Turbulence and Scalar Transport." Physics of Fluids. No. A3. 11. 1991. 2746-2757. Print. 11. Piomelli, U., and E. Balaras. "Wall-layer models for large-eddy simulations." Annual Review of Fluid Mechanics 34 (2002): 349-374. Print. 12. Piomelli, U. "Large-Eddy Simulation: Present State and Future Directions." AIAA Paper 98-0534. 1998. Print. 13. Pope, S. Turbulent Flows. Cambridge: Cambridge University Press, 2003. Print. 14. Sagaut, P. Large eddy simulation for incompressible flows. Scientific Computation. Berlin: Springer-Verlag. Print. 15. Schlatter, P. "Largeeddy simulation of transition and turbulence in wall-bounded shear Zürich. 2005. flow. PhD Thesis. ETH No. 16000. Print. 16. Truesdell, C. A. "Precise upper limit for the correctness of the Navier-Stokes theory with respect to the kinetic theory." Journ. of Statistic. Phys. 1.2 (1969): 313. Print. 17. Yoshizawa, A. "Subgrid-scale modeling with a variable length scale." Physics of Fluids. 1989. No. A1 (7). 1293-1295. Print. 18. Kolmogorov, A. N. "The local structure of turbulence in incompressible viscous fluids for very large Reynolds number." Dokl. Akad. Nauk USSR. Vol. 30. Moscow: AN USSR, 1941. 9-13. Print. 19. Landau, L., and E. Livshits. Theoretical physics. Vol. 6. Moscow: Nauka, 1986. Print. 20. Monin, A. C., and A. M. Yaglom. Statistical Hydromechanics. Vol. I. Moscow: Nauka, 1965. Vol. II. Moscow: Nauka, 1967. Print. 21. Van Dyke, M. An Album Fluid Motion. Stanford: Parabolic Press, 1982. Print. of 22. Solodov, V. G. Turbulent flow simulation. The calculation of large eddies. Kharkov: HNADU, 2011. Print. 23. Drikakis, D., et al. "Simulation of . implicit LES." Journal of Computational Physics 213 (2006): 413-436. Print. 24. Moin, P., and K. Mahesh. "DIRECT NUMERICAL SIMULATION: A Tool in Turbulence Research." Annual Review of Fluid Mechanics 30 (1998): 539-578. Print. 25. Herbert, T. "Secondary instability of boundary layers." Annual Review of Fluid Mechanics 20 (1988): 487-526. Print. 26. Berlin, S., M. Wiegel and D. S. Henningson. "Numerical and experimental investigations of oblique boundary layer transition." Journ. Fluid Mech. 393 (1999): 23-57. Print. 27. Jeong, J., and F. Hussein. "Jn the identification of a vortex." Journ. Fluid Mech. 285 (1995): 69-94. Print. 28. Ducros, F., et al. "Large-eddy simulation of shock/homogeneous turbulence interaction." Journ. Comp. Physics 152 (1999): 517-549. Print. 29. Garnier, E., P. Sagaut and M. Deville. "A class of explicit ENO filters with application to unsteady flows." Journ. Comp. Physics 170 (2001): 184-204. Print. 30. Boris, J. P., et al. "New insights into large-eddy simulation." Fluid Dynamics Research. No. 10. 1992. 199-228. Print. 31. Nicoud, F., and F. Ducros. "Subgrid-scale stress modelling based on the square of the velocity gradient tensor." Flow, Turbulence and Combustion 62.3 (1993): 183-200. Print. 32. Sagaut, P. Large-Eddy Simulation for Incompressible Flows: An Introduction. Berlin: Springer-Verlag, 2002. Print. 33. Germano, M. "Turbulence: The filtering approach." Journ. Fluid Mech. 238 (1992): 325-336. Print. 34. Kachanov, Y. S. "Physical mechanisms of laminar-boundary-layer transition." Annual Review of Fluid Mechanics 26: 411-482. Print. 35. Klebanoff, P. S., K. D. Tidstrom and L. M. Sargent. "The threedimensional nature of boundary layer instability." Journ. Fluid Mech. 187 (1962): 61. Print. 36. Wagner, C., T. Hüttl and P. Sagaut. Large-Eddy Simulation for Acoustics, New-York: Cambridge University Press. 2007. Print. 37. Smagorinsky, J. " General circulation experiments with the primitive equations." Monthly Weather Review 91.3 (1963): 99-165. Print.

Надійшла (received) 10.10.2015

Солодов Валерий Григорьевич – доктор технических наук, профессор, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», профессор кафедры «Гидравлические машины», г. Харьков; тел.: (057) 707-66-46; e-mail: solodov.v@gmail.com.

Solodov Valeriy Grigorievich – Doctor of Technical Sciences, Full Professor, National Technical University "Kharkov Polytechnic Institute", Professor at the Department of "Hydraulic machines", Kharkov; tel.: (057) 707-66-46; e-mail: solodov.v@gmail.com.

К. А. МИРОНОВ, Ю. Ю. ОЛЕКСЕНКО

ПРИМЕНЕНИЕ СГО ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ ЭЛЕМЕНТОВ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ГИДРОТУРБИН

Для того чтобы разработать экономически рентабельный проект конструкции гидротурбины, необходимо понять характеристики потока в различных сечениях гидротурбины, что позволит спрогнозировать работу отдельных ее элементов еще до изготовления. В работе показано, что в последнее время CFD широко используется ведущими учеными во всем мире для получения подробной информации о свойствах потока в проточной части гидротурбины с учетом взаимодействия различных ее элементов, а также для прогнозирования работы гидротурбины в целом.

Ключевые слова: CFD, КПД, гидротурбина, проточная часть, подвод, рабочее колесо, отсасывающая труба, давление.

Введение. ГЭС состоит из множества узлов, но гидротурбина (ГТ) – это самая важная из них, потому что от нее зависит как стоимость электростанции, так и ее работа в целом. Следовательно, для создания экономически рентабельного проекта ГЭС очень важно спрогнозировать поведение и эффективность ГТ прежде чем она будет запущена в эксплуатацию. В случае с высоконапорными ГЭС стоимость ГТ ниже по сравнению со строительными работами, что объясняется сложностью проведения строительных работ в холмистой местности. Но для средне- и низконапорных ГЭС стоимость турбины колеблется от 15 % до 35 % [1] от стоимости всего проекта. Следовательно, для создания экономически рентабельного проекта ГТ необходимо знание о связи характеристики потока с потерей энергии в различных элементах проточной части (ПЧ) ГТ еще до того, как эти элементы будут изготовлены. Традиционная практика прогнозирования характеристик ГΤ опирается либо на теоретический подход, либо на тестирование экспериментальное молели. Теоретический подход позволяет определить эффективность элементов ПЧ ГТ, но при этом трудно установить причину неполадок и неисправностей. И наоборот. тестирование модели оказывается дорогостоящим и занимает много времени.

Традиционно принято проектировать ГТ в соответствии с заланными величинами изменения напоров и мощности, а также с другими географическими и топографическими условиями [2, 3]. Рабочее колесо (РК) является одним из самых важных компонентов ГТ, потому что передача энергии в основном происходит в нем. Следовательно, работа любой ГТ зависит, главным образом, от степени эффективности разработанного РК. Поток внутри РК нестабилен и неоднороден, так как именно в нем происходит перераспределение энергии потока, то очень важно определить, каким будут его геометрические параметры. Правильное проектирование профиля лопасти и прочности РК позволяет оптимизировать распределение скорости и уровень кавитации, которые оказывает воздействие на работу ГТ в целом [4, 5].

Поток в РК имеет сложную структуру, поэтому его точное численное моделирование выполнить затруднительно. За последние три десятилетия были предприняты усилия моделирования потока в РК с максимально допустимым приближением. Для выполнения численного расчета потока необходимо иметь трехмерные геометрические модели неподвижных и вращающихся элементов ГТ, а также знать граничные условия. Численное моделирование применяется для оптимизации и модернизации имеющегося или для разработки нового проекта ГТ [6–8].

История возникновения CFD. Жидкая среда оказывает всестороннее влияние на нашу жизнь. Динамика жидкости означает понимание и прогноз движения жидкости. К программному обеспечению, связанному с изучением динамики жидкой среды относятся программы, позволяющие изучать погоду, циркуляцию крови, турбодвигатели, авиатранспорт и т. д. Поведение любой жидкости зависит от законов движения. механики вязкой жидкости и термодинамики. Однако, решать уравнения, построенные на этих законах очень сложно, что делает теоретический метод невыгодным для решения больших производственных задач. Классический подход к решению этой проблемы заключается в делении большой задачи на множество небольших. С улучшением быстродействия И развитием компьютеров, обладающих высокими параметрами, этот подход становится осуществимым, поэтому усовершенствование компьютеров и послужило причиной появления CFD в конце 50-х гг. XX века.

СFD является инструментом численного решения сложных неполных дифференциальных уравнений, известных как определяющие уравнения потока жидкости, используемые для подробного описания поведения потока в рассматриваемом поле течения [9, 10]. Физические законы, управляющие потоками жидкости, могут быть описаны посредством точного определения математического соотношения, составляющего основу любого анализа. Известные численные методы, применяемые для дискретизаций в CFD – это метод конечной разности (FDM), метод конечного объема (FVM), и метод конечного элемента (FEM).

CFD по сравнению с модельными испытаниями имеет следующие преимущества:

1) финансовые расходы и время, затрачиваемое на создание проекта и его развитие значительно

меньше;

2) позволяет моделировать условия потока, которые трудно воспроизвести при экспериментальном тестировании модели;

 позволяет получить более подробную и полную информацию о потоке;

4) не требует увеличения масштаба.

История развития ГТ. Гидравлическая энергия впервые была применена в Азии в виде механической энергии, полученной путем пропуска воды через водяное колесо. В эпоху зарождения гидравлической науки и практики, водяные колеса, изготовленные из дерева, находили широкое применение, а в основе их лежал либо механизм энергии падающей, либо текущей воды. Самой древней разновидностью считается водяное колесо. Оно состоит из серии прямых лопастей, присоединенных к периферии колеса. В таком водяном колесе энергии вырабатывалось крайне мало низкой из-за эффективности конструкции и небольшого слива. Фактически, первая известная конструкция водяного колеса впервые была выполнена Леонардо да Винчи, были чертежи которой сделаны от руки (1452-1519 гг.).

К началу девятнадцатого века, применение научных методов анализа и проведение опытов наряду с наличием достаточного количества дешевого железа совершенствованию способствовало конструкции водяных колес и турбин [11, 12]. Турбины были разработаны Леонардом Эйлером (1826-1827). Во Понселе применил изогнутые Франции, Виктор увеличению лопасти, способствовало что эффективности водяного колеса вдвое. Первая турбина была разработана Бенуа радиальная Фурнейроном (1827) [13]. Юрайа А. Бойден (1844) разработал турбину с внешне направленным потоком. РК этой турбины было похоже на РК современной радиально-осевой (РО) ГТ [4].

Женевский изобретатель Сэмьюэл Б. Хоуд (1838) [2, 13] был первым, кто создал турбину с внутренне направленным потоком, у которой были менее дорогостоящие колеса и более высокая скорость Джеймс Фрэнсис (1849)вращения. Б. усовершенствовал конструкцию Хоуда [2, 13]. Он выполнил экспериментальную работу и усовершенствовал конструкции рабочих колес (РК) ГТ. Немногим позже уже несколько производителей работало над совершенствованием конструкции, сделанной Фрэнсисом. Название, данное современной турбине, связано с именем Джеймса Б. Фрэнсиса. Это реактивная турбина с внутренне направленным потоком, имеющая более высокую производительность по сравнению с турбиной с внешне направленным потоком. В то время как вращающийся поток воды из направляющего аппарата поступает в РК, он ускоряется, и передает энергию. Давление воды падает до атмосферного, а в некоторых случаях ниже атмосферного, так как вода проходит через лопасти турбины и теряет энергию.

В 1866 году Сэмюэл Найт [4] изобрел первую импульсную систему, которая была оснащена

реактивными системами высокого лавления. горной используемыми гидравлической в промышленности на золотых приисках. Найт разработал водяное колесо, которое использовало кинетическую энергию свободного потока воды с высоким напором. Такая турбина называется активной или тангенциальной турбиной. Колесо, разработанное Найтом, было усовершенствовано Лестером Пелтоном (1879) [2, 4]. Он разработал двойную конструкцию ковша.

Виктор Каплан (1913) [4] разработал поворотнолопастную (ПЛ) ГТ, машину пропеллерного типа. Это было развитием радиально-осевой (РО) ГТ, что позволило развивать низконапорные ГЭС.

Применение CFD в гидравлических машинах. Компьютеры используются для решения проблемы исследования, моделирования и расчета потока жидкости уже в течение многих лет. Разработано множество программ для решения конкретных проблем и задач, связанных с расчетом потока жидкости. Развитие современной вычислительной гидродинамики (CFD) началось с появлением цифрового компьютера в начале 1950-х [14]. С середины 70-х годов XX века стала очевидной необходимость сложных математических формул для обобщения алгоритмов, поэтому были разработаны решающие устройства CFD общего назначения. Использование коммерческого программного продукта для анализа возможностей проектирования и производительности гидравлических машин началось в начале 1980-х годов. Для этого потребовались очень мощные компьютеры, а также глубокие знания динамики жидкости, и большое количество времени для моделирования [6, 14, 15]. К этому же времени был усовершенствован компьютерный анализ гидродинамической среды, для получения численного решения поля потока в ГТ и других гидротехнических сооружениях.

Работы многих исследователей были посвящены дискретизации вязкого трехмерного сжимаемого и несжимаемого потока жидкости для полностью трехмерного режима течения [4, 10, 13]. Исследования проводились как для стационарного и нестационарного течения.

Мартенсен (1959) дал объяснение нелинейной теории интегралов применительно к решеткам турбомашин [1, 5]. Д. Х. Уилкинсон в 1967 году расширил нелинейную теорию интегралов для решеток турбомашин Мартенсена [5]. Льюис упростил подход Уилкинсона и предложил простой способ обработки данных на микрокомпьютерах.

В 1983 году Фрейзер вместе с другими исследователями провел трехмерный анализ турбулентного потока в РК радиально направленного потока, основанный на преобразовании уравнений, использованных Патанкаром и Бордынюком (1980) для прямого вращающейся канала произвольной кривизны [16]. Численный метод был построен таким образом, что использовались параболические или частично параболические методы решения вдоль потока канала. Этот метод предполагал геометрическое ограничение на форму поперечного сечения и функцию стенки.

Киемен вместе с другими исследователями в 1988 году провели численное уточнение конструкции турбины и улучшили ее эффективность на этапе проектирования путем применения интегральной численной системы с использованием квазитрехмерных подходов. Проверка достоверности результатов разработанного численного метода была выполнена на основе полного тестирования модели [17].

Айзингер и Рупри в своих работах применяли три автоматической различных алгоритма для оптимизации формы отсасывающей трубы ГТ на основе анализа CFD в 1990 году [18]. Было установлено, что алгоритм, основанный на градиента, аппроксимации имеет быструю сходимость.

Велвзель и др. в 1996 предложили численный метод оптимизации для получения оптимальной формы элементов ПЧ ГТ путем максимизации эффективности и минимизации потерь с помощью изменения геометрических параметров. Разработанный оптимизационный метод имеет хорошую сходимость результатов [19].

В 1998 году Маджи и Бисуас рассчитали потери напора и расхода в спиральной камере, разработав компьютерную модель для решения уравнений Рейнольдса. В результате было получено хорошее согласование с результатами экспериментальных данных [20].

Геде из Штутгартского Университета в 2000 году параметрический использовал инструмент на основе виртуальной проектирования среды пропеллерной гидравлической турбины [21]. Он использовал уравнение Эйлера для параметрического проектирования турбоагрегатов. Была разработана компьютерная программа позволяющая корректировать геометрию лопасти при изменении параметров напора, расхода, скорости и Т. Д. Виртуальная среда помогла более полно раскрыть картину потока в РК ГТ.

Панде и др. в 1999 году использовали САD программное обеспечение в СFD для совместной разработки алгоритмов при совершенствовании профилей РК. Этот алгоритм оказался экономически эффективным для турбин всех размеров. Полученные результаты были подтверждены модельными испытаниями [22].

Бран и др. в 1999 году предложил компьютерный метод визуализации для оценки кавитации в ПЧ ПЛ ГТ и проанализировал топографическую структуру кавитации в отсасывающей трубе. Результаты показали, что метод визуализации был наиболее подходящим для мониторинга кавитации [23].

В 1999 Бернад и др. использовали СFD моделирование для повышения эффективности работы РО ГТ, путем модификации выходной кромки лопасти РК для устранения крупных вихрей в отсасывающей трубе [24]. Это дало возможность повысить выходную мощность на 7,8 MBT, в

Липей и Полони в 2000 году использовал комплекс CFD-TaskFlow программный для оптимального проектирования РК ГТ [25]. В результате разработанная методика численного анализа потока многоцелевой генетический И алгоритм были включены в данный программный комплекс. Полученные параметры потока имели большое расхождение с экспериментальными у стенок ПЧ, поэтому данная методика рекомендуется только для численного анализа потока для РК осевых ГТ.

2002 году В Пэнг и использовали др. квазитрехмерную обратную задачу для РК прогнозирования характеристик ΠЛ ГΤ мощностью 440 кВт [26]. Суммарные гидравлические потери и коэффициент кавитации были взяты в качестве цели оптимизации, в то время как параметры, описывающие циркуляцию и положения лопасти РК в меридиональной плоскости, принимались в качестве параметров оптимизации. Численные результаты показали, что эффективность проектируемого РК повышается за счет оптимизации.

Нильссон и др. в 2003 году проводили СFD моделирование РК РО и ПЛ ГТ с использованием низких чисел Рейнольдса *к-є* модели турбулентности [27]. Результаты расчетов сравнивались с экспериментальными результатами при различных условиях эксплуатации и показали при этом хорошую сходимость.

Чо и Чой в 2004 году представили экспериментальные исследования для вращающихся лопастей РК ГТ. Большое количество экспериментов проводилось на роторе турбины, для нахождения оптимальной частоты вращения. Было обнаружено, что частота вращения ротора оказывает большое влияние на эффективность работы ГТ. Было показано, что когда ГТ имеет высокий диапазон изменения мощности, то ее КПД уменьшается [28].

Свидерский в 2004 году использовал CFD для выявления областей улучшения показателей гидравлических турбин с использованием численного метода моделирования [29]. CFX-TASCFlow был использован для улучшения конструкций РО и ПЛ ГТ малых ГЭС. В ПЛ ГТ изменение геометрии и расположения лопастей РК привело к 8-ми процентному росту производительности, а модификация РК РО ГТ позволило увеличить мощность на 15 МВт.

В 2004 году Липеем разработаны методы численного моделирования для проектирования и оптимизации осевой ГТ. Для анализа потока использовался CFX-TASCFlow со стандартной *к-є* моделью турбулентности. [30].

2004 году Лоан представили В И др. исследовательскую работу по изучению гидравлических потерь в РО ΓT. В работе представлены некоторые расчеты, связанные с гидравлическими потерями в спиральной камере, направляющем аппарате и отсасывающей трубе РО ΓΤ. Численные результаты сравнивались co значениями гидравлических потерь в различных научных работах [31].

Джейсика Менез и Деринг в 2005 году модифицировали метод прогнозирования и моделирования рабочих характеристик пропеллерных турбин на основе данных теста производительности, разработанного Гордоном в 2005 году [32]. Этот метод, улучшил точность на 3 % по сравнению с первоначальным методом, предложенным Гордоном.

В 2005 году Зумбом и Рудольфом разработан многоуровневый метод CFD для оптимизации геометрии лопастей гидравлических машин, в этом способе, квази-3D подход был использован для геометрии первоначальной с последующим добавлением 3D уравнения Эйлера для получения оптимальной формы, а затем кода вязкого 3D потока Навье-Стокса. Этот многоуровневый подход был применен для РК РО ГТ и признан эффективным инструментом для оптимального инженерного проектирования лопастей РК ГТ [33].

Заккер и Данасекаран в 2005 году представили исследовательскую работу, в которой приведены результаты экспериментального и расчетного анализа потерь в направляющем аппарате ГТ [34]. Сначала были использованы несколько моделей турбулентности в двумерной постановке, чтобы найти подходящую модель для этого вида турбины. В результате было получено хорошее совпадение расчетных и экспериментальных данных. Показано, что с помощью стандартной к-г модели турбулентности можно прогнозировать экспериментальные значений на достаточно хорошем уровне, особенно КПД ГТ. Экспериментальные результаты показали, что лопатки направляющего аппарата оказывают большое влияние на понижение КПД ГТ и было установлено, что 21% от среднего давления теряется из-за направляющего аппарата. Было доказано, что с помощью 3D CFD модели можно прогнозировать экспериментальные значения количественно и качественно. Кроме того, в результате расчетов было подсчитано, что КПД ГТ уменьшается примерно на 4 %, в связи с утечками в зазорах при более высоких коэффициентах потока.

Марьявара в 2006 году использовал суррогатную оптимизацию для оптимизирования формы отсасывающей трубы ГТ, которая могла бы заменить дорогую модель CFD в фазе оптимизации, для того, чтобы обеспечить более быстрое и эффективное Результаты этого исследования проектирование. продемонстрировали потенциал и преимущества использования суррогатных моделей на этапе проектирования отсасывающих труб ГТ [35].

В 2006 году Лиз и Хозерсал провели квазитрехмерное проектирование и анализ новых РО РК для ГЭС с мощностью 4,5 МВт с помощью многофункционального пакета CFD, разработанного доктором И. Хантсманом. Новое РК имело лучший коэффициент кавитации по сравнению со старой модификацией. Разработанный метод проектирования РК стал успешно применятся в технических и инженерных расчетах [36]. Ксавье Эскалер и др. в 2006 году представили работу об обнаружении кавитации в гидравлических турбинах. В исследовании отмечается влияние на стабильность работы ГТ кавитационных пузырьков и вихревых жгутов в отсасывающей трубе. Были сделаны выводы об улучшении датчиков замера, обработки сигналов и анализа для каждого типа кавитации, для улучшения обнаружения кавитации [37].

Родригез и др. в 2007 году экспериментально исследовали влияние неподвижного потока на энергетические характеристики уменьшенной модели турбины Фрэнсиса [38]. В первой части эксперимента РК было в воздухе, а во втором оно было опущено в резервуар, полный неподвижной воды. В обоих случаях были определены собственные частоты. Эффект добавленной массы и демпфирование воды были существенными. Снижение собственных частот зависело от режима вибрации.

Ванг и др. в 2007 году осветили вопросы вычислительной гидродинамики жидкостей для крупных ГТ. При больших числах Рейнольдса, неустойчивость потока и сложная геометрия ПЧ приводят к сложным явлениям потока в крупных ГТ. Целью их работы была оценка моделей турбулентности, плотность сетки и вычисление потоков уравнений для сложных в ΓT. Крупномасштабную РО ГТ на ГЭС «Три ущелья» в Китае изучали с помощью различных численных методов [39].

Шлем Кек и Мирьям [40] в 2008 году занимались исследованием применения вычислительной проектировании ГТ и насосов. гидродинамики в исследованиям, Согласно ИХ численное моделирование течения в турбомашинах было начато 30 лет назад. В работе рассматриваются основные этапы и достижения в методах, которые были сделаны в этот период. Также подробно рассмотрено использование уравнений Рейнольдса и Навье-Стокса для анализа установившегося и неустановившегося потока жидкости. Для иллюстрации развития инструментов с 1978 по 2008 год используются практические примеры, проведен обзор развития конструкций гидравлических турбин, которые разрабатывались в течение этого периода времени.

В 2009 году Никола и др. [41] применили CFD анализ для оптимизации нового профиля лопасти. Был использован метод проб и ошибок для изменения геометрии с целью повышения эффективности лопасти и для уменьшения кавитационных явлений в новом PK.

Саид Р. А. и др. [42] в 2010 году представил анализ напряжений на лопастной системе РО ГТ. Нагрузка на лопасти РК, определенная из анализа СFD турбин Фрэнсиса при различных граничных условиях, была включена в конечно-элементную модель для расчета распределения напряжений в РК. Сделан вывод, что лопасти рабочего колеса деформируются под давлением воды в окружном и осевом направлении. В своей работе Сантьяго Латин и др. [43] в 2010 году описали поток внутри турбины Фрэнсиса с численной точки зрения, были получены графики пульсаций давления. Это дало возможность более глубоко изучить вопрос формирования вихревого жгута в отсасывающей трубе, а также пульсаций давлений в различных элементах ГТ.

В настоящее время многие ученые продолжают применять и совершенствовать методики и модели используемые в CFD.

Выводы. CFD используется во многих странах мира для разработки конструкций и оценки эффективности существующих и новых типов ГТ. Для анализа распределения параметров потока в различных элементах ПЧ ГТ используется стационарное и нестационарное гидродинамическое моделирование. Требует дальнейшего развития вопрос, связанный с исследованием параметров потока при изменении режимов течения в ГТ.

Список літератури: 1. Sanjay Jain CFD Approach for Prediction of Efficiency of Francis Turbine / Jain Sanjay, R. P. Saini, Kumar Arun // Proceedings of 8th International Conference on Hydraulic Efficiency measurement. - 21-23 October 2010, P. 257-263. 2. Raabe Ing. Joachim Hydro Power. The design, Use and Function of Hydro Mechanical Hydraulic and Electrical Equipment / Ing. Joachim Raabe. -Dusseldorf : VDI-Veriag GmbH, 1985. 3. Барлит В. В. Гидравлические турбины / В. В. Барлит. - Киев : Вища школа, 1977. – 360 c. 4. Barlit V. V. Hydraulic Turbines / V. V. Barlit, P. Krishnamachar, M. M. Deshmukh [et al]. - Bhopal : MACT, 1983. -Vol. 1. 11. 5. Lewis R. I. Turbo-machinery Performance Analysis / R. I. Lewis. – London : Arnold, 1996. 6. Барлит В. В. Расчет и проектирование проточной части реактивных гидротурбин на основе численного моделирования рабочего процесса : учебн. пособие / В. В. Барлит, К. А. Миронов, А. В. Власенко [и др.] -Харьков : НТУ «ХПИ», 2008. – 216 с. 7. Миронов К. А. Проектирование рабочих колес радиально-осевой высоконапорной гидротурбины на параметры ГЭС Каменг / К. А. Миронов // Вестник «ХПИ» HTV Тематический «Технологии выпуск в машиностроении». - Харьков : НТУ «ХПИ». - 2010. - № 24. -С. 69-76. 8. Миронов К. А. Особенности течения жидкости в низконапорных радиально-осевых гидротурбинах / К. А. Миронов // Вісник НТУ «ХПІ». Сер.: Гідравлічні машини та гідроагрегати. -X. : HTY «XIII». - 2015. - № 3 (1112). - C. 53-58. 9. letcher C. A. J. Computational Techniques for Fluid Dynamics / C. A. J. Ietcher. -Berlin : Springer Veriag, 1988. 10. John D. Computational Fluid Dynamics / D. John, Jr. Anderson. - New York : McGraw-Hill Inc., J. Shepherd D. G. Principles of Turbo machinery /
 D. G. Shepherd. – New York : The Macmillan Company, 1956. 12. Balje O. E. Turbo machines : A guide to Design Selection and Theory / O. E. Balje. - New York : Willey Inter Science Publication, 1981. 13. Streeter Victor L. Fluid Mechanics / Victor L. Streeter, E. Benjamin Wylie. - New York : McGraw Hill, 1983. 14. Sick M. Recent Developments in Dynamic Analysis of Water Turbines / M. Sick, W. Michler, T. Weiss [et al.] // Journal of Power and Energy. - 2009. -Part A, vol. 223. - P. 415-427. 15. Lewis R. J. Developments of Actuator Disc Theory for Compressible Flow Through Turbo-machines / R. J. Lewis // Int. Journal of Mech. Sci. - 1995. - Vol. 37, № 10. -P. 1061-1066. 16. Fraser D. A. A Three-Dimensional Turbulent Flow Analysis Method for the Rotating Channels of a Centrifugal Turbomachine / D. A. Fraser, J. H. G. Howard, W. C. Lennox // Transaction of ASME. - 1983. - Vol. 105. - P. 422-429. 17. Kiernm D. Numerical Refinement of Palmiet's Pump Design-Turbine Design / D. Kiernm, R. Schlling // Journal of Water Power and Dam Construction. - 1988. -P. 17-20. 18. Balabhakaran V. Application of Surface Vorticity Distribution Theory for the Analysis of Flow Through Axial Flow Hydro Turbo-machines / V. Balabhakaran, R. I. Lewis, H. C. Radhakrishna // Journal of Irrigation and Power. - 1988. - P. 124-142. 19. Welzel B. A. Numerical Optimization Method and its Application to the Design of an Axial Hydraulic Turbine / B. A. Welzel, A. Ruprecht, G. Lein // Report on Modeling. Testing and Monitoring of Hydropower Plants-II. -

Lausanne. - 1996. - P. 67-76. 20. Maji P. K. Three-Dimensional Analysis of Flow In the Spiral Casing of a Reaction Turbine Using a Differently Weighted Petrov-Galerkin Method / P. K. Maji, G. Biswas // Journal of Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering. -1998. - Vol. 167. - P. 167-190. 21. Geode E. Hydro Turbine Design In a VR Environment / E. Geode, A. Kaps, A. Ruprecht [et al.] // ISIMADE. - Baden-Baden. - 1999. - P. 1-4. 22. Pande. K. Use of Modern Techniques to Provide a Cost-Effective Solution for Uprating/renovating of Power Plants in India / K. Pande, K. Giridhar, L. K. Harwani [et al.] // Proceeding of Conference on Up-rating & Refurbishing Hydro Power Plants. - Berlin. - 1999. 23. Brane S. Monitoring of Cavitation in the Kaplan Turbines / S. Brane, K. Igor, H. Marko [et al.] // IEEE. - 1999. - Vol. 4. - P. 1224-1228. 24. Bernard M. Simulation Creates Potential \$5 Million Revenue gain from Hydropower Turbines / M. Bernard // Journal Article by Fluent Software Users. - 1999. - JA 101. - P. 1-4. 25. Lipej Andrej Design of Kaplan Runner using Multi-objective Genetic algorithms Optimization / Andrej Lipej, Carlo Poloni // Journal of Hydraulic Research. - 2000. -Vol. 38, № 1. – P. 73–79. 26. Peng Guoyi Design Optimization of Axial Flow Hydraulic Turbine Runner : Part 1-An Improved Q3D Inverse Method / Guoyi Peng, Shuliang Cao, Masaru Ishizuka [et al.] // International Journal for Numerical Methods in Fluids. - 2002. -Vol. 39 (6). - P. 517-531. 27. Nilsson R. Validation of CFD Against Detailed Velocity and Pressure Distributions in Water Turbine Runner Row / R. Nilsson, L. DavWson // International Journal for Numerical Methods In Fluids. - 2003. - Vol. 41 (8). - P. 863-879. 28. Cho Soo-Young Experimental Study on the Incidence Effect on Rotating Turbine Blades / Soo-Young Cho, Sang-Kyu Choi // Proceeding of Institution of Mechanical Engineers. Part A : Journal of Power and Energy. - 2004. -Vol. 218. - P. 96-113. 29. Swiderski Jacek Recent Approach to Refurbishments of Small Hydro Projects Based on Numerical Flow Analysis / Jacek Swiderski // Small Hydro Workshop. - Montreal. -2004. - P. 1-10. 30. Lipej A. Optimization Method for the Design of Axial Hydraulic Turbines / A. Lipej // Proceeding of institution of Mechanical Engineers. Part-A : Journal of Power and Energy. - 2004. -Vol. 218. - P. 43-50. 31. Padurean Loan Study of Hydraulic Losses in Francis Turbine / Loan Padurean, Ion Vela, Octavian Megheles // 6th International Conference on Hydraulic Machinery and Hydrodynamics Timisora. - Romania, 21-22 October 2004. - P. 147-150. 32. Manness Jessica An Improved Model for Predicting the Efficiency of Hydraulic Propeller Turbines / Jessica Manness, Jay Doering // National Research Council P Canada. Canadian Journal of Civil Engineering. - 2005. -№ 32 (5). – P. 789–795. 33. Thum Susanne Optimization of Hydraulic Machinery Bladings by Multilevel CFD Techniques / Susanne Thum, Rudolf Schilling // International Journal of Rotating Machinery. -2005. - Vol. 5. - P. 161-167. **34.** Thakker A. Experimental and Computational Analysis on Guide Vane Losses of Impulse Turbine for Wave Energy Conversion / A. Thakker, T. S. Dhanasekaran // Journal of renewable energy. - 2005. - Vol. 30. - P. 1359-1373. 35. Marjavaara Daniel B. CFD Driven optimization on Hydraulic Turbine Draft Tubes using Surrogate Models / Daniel B. Marjavaara // Ph. D thesis, Department of Applied Physics and Mechnical Engineering. - Lulea : University of Technology. - 2006. 36. Lees Ian A. Turbine Upgrade with Computational Fluid Dynamics / Ian A. Lees, Rik J. Hothersall // Hydro Review. - 2006. - Vol. 14, № 4. - P.20-24. 37. Esclaer Xavler Detection of cavitation in hydraulic turbines / Xavler Esclaer, Eduard Egusquiza, Mohammad Farahat [et al.] // Mechnanical system and signal processing. - 2006. - Vol. 20. - P. 983-1007. 38. Rodngues Liang W. Numerical Simulation of Fluid Added Mass Effect on a Francis Turbine Runner / Liang W. Rodngues, E. Egusquiza, X. Escaler [et al.] // Journal of Computers & Fluids. - 2007. - Vol. 36. -P. 1106-1118. 39. Wang Wuen-quan Large- Eddy Simulation of Turbulent Flow Considering Inflow Wakes in a Francis Turbine Blade Passage / Wuen-quan Wang, Zhang U-xteng, Yan Yen // Journal of Hydrodynamic. - 2007. - Sec. B, vol. 19 (2). - P. 201-209. 40. Keck Helmut Thirty Years of Numerical Flow Simulation In Hydraulic Turbomachines / Helmut Keck, Mirjam Sick // Springer Online Journal. -2008. - P. 211-225. 41. V. Nicola Improvement of a Francis Runner Design / Nicola V. // 3rd IAHR International Meeting and Workgroup on Cavitations and Dynamics Problems in Hydraulic Machinery and Systems. - Czech Republic, Brno, 14-16 October 2009. - P. 177-182. 42. Saeed R. A. Modeling of Flow Induced Stresses in a Francis Turbine Runner / R. A. Saeed, A. N. Galybin, V. Popov // Elsevier online Journal. - 2010. - P. 1-11. 43. Latin Santiago CFD Numerical Simulations of Francis Turbine / Santiago Latin, Garcia Manuel,

Quinterio Brian [et al.] // Rev. Fac. Ing. Univ. – Antioquia. – 2010. – № 51. – P. 24–33.

References: 1. Sanjay, Jain, R. P. Saini and Arun Kumar. "CFD Approach for Prediction of Efficiency of Francis Turbine." Proceedings of 8th International Conference on Hydraulic Efficiency measurement. 21-23 October 2010. 257-263. Print. 2. Raabe, Ing. Joachim. Hydro Power. The design, Use and Function of Hydro Mechanical Hydraulic and Electrical Equipment. Dusseldorf: VDI-Veriag GmbH, 1985. Print. 3. Barlit, V. V. Gidravlicheskie turbinyi. Kiev: Vischa shkola, 1977. Print. 4. Barlit, V. V., et al. Hydraulic Turbines. Vol. 1 (11). Bhopal: MACT, 1983. Print. 5. Lewis, R. I. Turbo-machinery Performance Analysis. London: Arnold, 1996. Print. 6. Barlit, V. V., et al. Raschet i proektirovanie protochnoy chasti reaktivnyih gidroturbin na osnove chislennogo modelirovaniya rabochego protsessa. Kharkov: NTU "KhPI", 2008. Print. 7. Mironov, K. A. "Proektirovanie rabochih koles radialno-osevoy vyisokonapornoy gidroturbinyi na parametryi GES Kameng." Vestnik NTU "HPI". Tematicheskiy vyipusk "Tehnologii v mashinostroenii." No. 24. Kharkov: NTU "KhPI", 2010. 69-76. Print. 8. Mironov, K. A. "Osobennosti techeniya zhidkosti v nizkonapornyih radialno-osevyih gidroturbinah." Visnyk NTU "HPI". Ser.: Gidravlichni mashini ta gidroagregati. No. 3 (1112). Kharkov: NTU "KhPI", 2015. 53-58. Print. 9. Fletcher, C. A. J. Computational Techniques for Fluid Dynamics. Berlin: Springer Veriag, 1988. Print. 10. John, D., and Jr. Anderson. Computational Fluid Dynamics. New York: McGraw Hill Inc., 1995. Print. 11. Shepherd, D. G. Principles of Turbo machinery. New York: The Macmillan Company, 1956. Print. 12. Balje, O. E. Turbo machines: A guide to Design Selection and Theory. New York: Willey Inter science Publication, 1981. Print. 13. Streeter, Victor L., and E. Benjamin Wylie. Fluid Mechanics. New York: McGraw Hill, 1983. Print. 14. Sick, M., et al. "Recent Developments in Dynamic Analysis of Water Turbines." Journal of Power and Energy. Part A 223 (2009): 415-427. Print. 15. Lewis, R. J. "Developments of Actuator Disc Theory for Compressible Flow Through Turbo-machines." Int. Journal of Mech. Sci. 37.10 (1995): 1061-1066. Print. 16. Fraser, D. A., J. H. G. Howard and W. C. Lennox. "A Three-Dimensional Turbulent Flow Analysis Method for the Rotating Channels of a Centrifugal Turbo-machine." Transaction of ASME. Vol. 105. 1983. 422-429. Print. 17. Kiernm, D., and R. Schlling. "Numerical Refinement of Palmiet's Pump Design-Turbine Design," Journal of Water Power and Dam Construction 17–20. Print. 18. Balabhakaran, V., R. I. Lewis (1988)· and H. C. Radhakrishna. "Application of Surface Vorticity Distribution Theory for the Analysis of Flow Through Axial Flow Hydro Turbomachines." Journal of Irrigation and Power (1988): 124-142. Print. 19. Welzel, B., A. Ruprecht and G. Lein. "A Numerical Optimization Method and its Application to the Design of an Axial Hydraulic Turbine" Report on Modeling. Testing and Monitoring of Hydropower Plants-II. Lausanne, 1996. 67-76. Print. 20. Maji, P. K., and G. Biswas. "Three-Dimensional Analysis of Flow In the Spiral Casing of a Reaction Turbine Using a Differently Weighted Petrov-Galerkin Method." Journal of Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering 167 (1998): 167-190. Print. 21. Geode, E., et al. "Hydro Turbine Design In a VR Environment." ISIMADE. Baden-Baden, 1999. 1-4. Print. 22. Pande, K., et al. "Use of Modern Techniques to Provide a Cost-Effective Solution for Up-rating/renovating of Power Plants in India." Proceeding of Conference on Up-rating & Refurbishing Hydro Power Plants. Berlin, 1999. Print. 23. Brane, S., et al. "Monitoring of Cavitation in the Kaplan Turbines." IEEE. Vol. 4. 1999. 1224-1228. Print. 24. Bernard, M. "Simulation Creates Potential \$5 Million Revenue gain

from Hydropower Turbines." Journal Article by Fluent Software Users JA 101 (1999): 1-4. Print. 25. Lipej, Andrej, and Carlo Poloni. "Design Kaplan Runner using Multi-objective Genetic algorithms of Optimization." Journal of Hydraulic Research 1.38 (2000): 73-79. Print. 26. Peng, Guoyi, et al. "Design Optimization of Axial Flow Hydraulic Turbine Runner: Part 1-An Improved Q3D Inverse Method." International Journal for Numerical Methods in Fluids 39.6 (2002): 517-531. Print. 27. Nilsson, R., and L. DavWson. "Validation of CFD Against Detailed Velocity and Pressure Distributions in Water Turbine Runner Row." International Journal for Numerical Methods In Fluids 41.8 (2003): 863-879. Print. 28. Cho, Soo-Young, and Sang-Kyu Choi. "Experimental Study on the Incidence Effect on Rotating Turbine Blades." Proceeding of Institution of Mechanical Engineers. Part A: Journal of Power and Energy 218 (2004): 96-113. Print. 29. Swiderski, Jacek. "Recent Approach to Refurbishments of Small Hydro Projects Based on Numerical Flow Analysis." Small Hydro Workshop. Montreal, 2004. 1–10. Print. **30.** Lipej, A. "Optimization Method for the Design of Axial Hydraulic Turbines." *Proceeding of institution of Mechanical* Engineers. Part-A: Journal of Power and Energy 218 (2004): 43-50. Print. 31. Padurean, Loan, Ion Vela and Octavian Megheles. "Study of Hydraulic Losses in Francis Turbine." 6th International Conference on Hydraulic Machinery and Hydrodynamics Timisora. Romania, 2004. 147-150. Print. 32. Manness, Jessica, and Jay Doering. "An Improved Model for Predicting the Efficiency of Hydraulic Propeller Turbines." National Research Council P Canada. Canadian Journal of Civil Engineering 32.5 (2005): 789-795. Print. 33. Thum, Susanne, and Rudolf Schilling. "Optimization of Hydraulic Machinery Bladings by Multilevel CFD Techniques." International Journal of Rotating Machinery 5 (2005): 161-167. Print. 34. Thakker, A., and T. S. Dhanasekaran. "Experimental and Computational Analysis on Guide Vane Losses of Impulse Turbine for Wave Energy Conversion." Journal of renewable energy 30 (2005): 1359–1373. Print. 35. Marjavaara, Daniel B. "CFD Driven optimization on Hydraulic Turbine Draft Tubes using Surrogate Models." Ph. D thesis, Department of Applied Physics and Mechnical Engineering. Lulea: University of Technology, 2006. Print. 36. Lees, Ian A., and Rik J. Hothersall. "Turbine Upgrade with Computational Fluid Dynamics." Hydro Review. Vol. 14. 4. 2006. 20-24. Print. 37. Esclaer, Xavler, et al. "Detection of cavitation in hydraulic turbines." Mechnanical system and signal processing. Vol. 20. 2006. 983-1007. Print. 38. Rodngues, Liang W., et al. "Numerical Simulation of Fluid Added Mass Effect on a Francis Turbine Runner." Journal of Computers & Fluids 36 (2007): 1106-1118. Print. 39. Wang, Wuen-quan, Zhang U-xteng and Yan Yen. "Large-Eddy Simulation of Turbulent Flow Considering Inflow Wakes in a Francis Turbine Blade Passage." Journal of Hydrodynamic Sec. B. 19.2 (2007): 201-209. Print. 40. Keck, Helmut, and Mirjam Sick. "Thirty Years of Numerical Flow Simulation In Hydraulic Turbomachines." Springer Online Journal (2008): 211-225. Print. 41. V., Nicola. "Improvement of a Francis Runner Design." 3rd IAHR International Meeting and Workgroup on Cavitations and Dynamics Problems in Hydraulic Machinery and Systems. Czech Republic, Brno, 2009. 177-182. Print. 42. Saeed, R. A., A. N. Galybin and V. Popov. "Modeling of Flow Induced Stresses in a Francis Turbine Runner." Elsevier online Journal (2010): 1-11. Print. 43. Latin, Santiago, et al. "CFD Numerical Simulations of Francis Turbine." Rev. Fac. Ing. Univ. No. 51. Antioquia, 2010. 24-33. Print.

Поступила (received) 8.09.2015

Миронов Константин Анатолиевич – кандидат технических наук, доцент, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», доцент кафедры «Гидравлические машины», г. Харьков; тел.: (063) 809-09-41; e-mail: cosmir@i.ua.

Mironov Konstantin Anatolievich – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Docent, National Technical University "Kharkov Polytechnic Institute", Associate Professor at the Department of "Hydraulic Machines", Kharkov; tel.: (063) 809-09-41; e-mail: cosmir@i.ua.

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

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

РЕФЕРАТИ

УДК 621.224

Аналіз схем управління гідропневмоагрегатів / М. В. Черкашенко, Б. О. Вур'є, Ю. І. Грінберг, Д. Б. Бондарєва // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 20 (1192). – С. 4–7. – Бібліогр.: 7 назв. – ISSN 2411-3441.

Пропонується метод аналізу схем гідропневмоагрегатів, що дозволяє виявити і усунути наявні помилки при проектуванні, в основному пов'язані з суперечливістю входів, що діють між технологічними операціями, і «силовою боротьбою» на виконавчих пристроях.

Показана ефективність використання для аналізу схем матриці відповідностей, розмірність якої не залежить від числа входів і виходів, а лише від числа переходів між технологічними операціями.

Ключові слова: гідропневмоагрегати, схема, синтез, аналіз, системи управління.

УДК 621.224

Вплив просторового профілювання лопатей робочого колеса на характеристики потоку в проточній частині осьової гідротурбіни / А. В. Русанов, О. М. Хорєв, Д. Ю. Косьянов, О. В. Линник, П. М. Сухоребрий, С. А. Рябова // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 20 (1192). – С. 8–14. – Бібліогр.: 9 назв. – ISSN 2411-3441.

Наведено результати чисельного дослідження впливу складного окружного навалу лопаті робочого колеса осьової гідротурбіни ПЛ20 на характеристики потоку в проточній частині. Моделювання течії виконано на основі чисельного інтегрування рівнянь Рейнольдса з додатковим членом, що містить штучну стисливість. Для урахування турбулентних ефектів застосована двопараметрична модель турбулентності Ментера (SST) Дослідження проведені з використанням програмного комплексу IPMFlow. Представлено аналіз структури потоку в розрахункових областях з урахуванням та без відсмоктувальної труби, а також залежності значень потужності і ККД від величини навалу при оптимальному режимі роботи.

Ключові слова: проточна частина, осьова гідротурбіна, чисельне моделювання, просторове профілювання, гідродинамічне удосконалення, складний окружний навал, робоче колесо, відсмоктувальна труба, чисельне моделювання, в'язка течія, проточна частина, осьова гідротурбіна, втрати енергії.

УДК 620.9 / 621.577.64

Енергозбереження на газорозподільній станції при спільній роботі турбодетандера та повітряної кліматичної системи / О. Л. Шубенко, В. П. Сарапін, О. В. Сенецький, М. В. Сарапіна // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 20 (1192). – С. 15–19. – Бібліогр.: 17 назв. – ISSN 2411-3441.

Пропонується технологічна схема тепло - і електропостачання газорозподільної станції (ГРС) на основі спільної роботи утилізаційної турбодетандерної установки (УТДУ) і повітряної кліматичної системи (ВКС), що дозволяє виробляти теплову та електричну енергію без спалювання палива. Проведений аналіз кількості теплоти, необхідної для підігріву приміщень ГРС, і можливості відмови від газових водогрійних котлів. Виконані оцінки вироблюваної електроенергії УТДУ при спрацьовуванні перепаду тиску газу, а також потреби теплоти з метою підігріву газу після розширення в турбодетандері для недопущення зниження температури газу нижче 0°С. Побудована модель енергоефективної установки і проведені розрахункові дослідження, які показали доцільність реалізації розглянутого підходу до вирішення задачі енергозбереження.

Ключові слова: природний газ, газорозподільна станція, теплова схема, турбодетандер, повітряна кліматична система, коефіцієнт рециркуляції, енергозбереження.

УДК 621.646.4

Визначення ресурсу стрижневих елементів малогабаритних пневматичних клапанів з двопозиційним поляризованим електромагнітним приводом / Г. Й. Зайончковський, Є. І. Барилюк, Ю. М. Рикуніч, Я. Б. Федоричко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 20 (1192). – С. 20–28. – Бібліогр.: 15 назв. – ISSN 2411-3441.

Наведено результати ресурсних випробувань малогабаритних пневматичних клапанів з двопозиційним поляризованим електромагнітним приводом, аналіз яких показує, що критичним елементом клапанів цього типу, що визначає ресурс виробу, є стрижневий елемент (шток) рухомої частини клапана, руйнування якого під дією динамічних навантажень призводить до повної відмови клапана. Дається порівняльний аналіз різних методів визначення ресурсних можливостей стрижневих елементів рухомої частини клапана, що працюють в умовах динамічних циклічних експлуатаційних навантажень. Зроблено висновок щодо перспективності використання енергетичних критеріїв для оцінки ресурсу стрижневих елементів клапанів даного типу. Даються рекомендації щодо зменшення рівня динамічних навантажень і підвищення ресурсу стрижневих елементів клапанів з двопозиційним поляризованим електромагнітним приводом.

Ключові слова: пневматичний клапан, електромагнітний привод, стрижневий елемент, динамічні навантаження, руйнування, ресурс.

УДК 621.24

Синтез схем гідропневмоавтоматики на розподільній апаратурі / М. В. Черкашенко, Б. О. Вур'є // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 20 (1192). – С. 29–32. – Бібліогр.: 7 назв. – ISSN 2411-3441.

В основу методу покладена факторизация систем і декомпозиція рівнянь, аналіз модулів з використанням спрощеної таблиці станів, за рахунок розгляду станів лише для керуючих входів розподільників. Ефективно використані формули М.В. Черкашенко розкладу функцій за двома змінними, і представлені схемні рішення модулів, на виходах яких реалізуються дані формули, що в результаті призводить до мінімальних схем. Наводяться приклади використання методу.

Ключові слова: гідропневмоагрегати, розподільник, синтез, факторизация, декомпозиція, модуль.

УДК 621.224

Комплексні експериментальні дослідження турбулентної структури потоку в проточній частині високонапірної радіальноосьової гідротурбіни / О. В. Потетенко, Є. С. Крупа // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 20 (1192). – С. 33–40. – Бібліогр.: 6 назв. – ISSN 2411-3441.

У статті наведено комплексний аналіз реальної структури потоку, що формується підводячими органами високонапірної гідротурбіни, перед робочим колесом, на режимах, які охоплюють всю універсальну характеристику. Наводяться пояснення причин істотних втрат енергії, як в підвідних органах, так і в самому робочому колесі. Даються рекомендації щодо вдосконалення проточної частини.

Ключові слова: гідротурбіна, робоче колесо, спіральна камера, напір, потужність, втрати енергії.

УДК 621.644:621.833.15

Оцінка впливу конструктивних та експлуатаційних параметрів шестеренчастого насосу на пульсацію подачі шляхом оптимізації та тривимірного чисельного моделювання / З. Я. Лур'є, А. І. Панченко, В. М. Соловйов, О. І. Гасюк // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 20 (1192). – С. 41–45. – Бібліогр.: 20 назв. – ISSN 2411-3441.

У статті, на основі оптимізації та тривимірного чисельного моделювання робочого процесу шестерневого насоса зовнішнього зачеплення, наведено результати дослідження пульсації швидкості (подачі) у залежності від наявності/відсутності розвантажувальної порожнини, величини тиску в камері нагнітання та частоти обертання. На основі запропонованої математичної моделі шестерневого насоса з урахуванням бічного зазору і коефіцієнту висоти ніжки сформульована і вирішена задача багатокритеріальної оптимізації. Отримане рішення було використано для побудови 3D моделі і подальшого дослідження у програмі обчислювальної педродинаміки. Проведені дослідження показали, що введення в конструкцію розвантажувальних порожнин дає зниження відносної величини пульсації швидкості на 6,9 %; збільшення тиску з 0,16 МПа до 16 МПа призвело до зменшення пульсації швидкості на 6,1 %; збільшення частоти обертання амплітуди пульсації на 4,1 %.

Ключові слова: шестерінчастий насос зовнішнього зачеплення; багатокритеріальна оптимізація; критерії оптимізації; параметричні, функціональні і критеріальні обмеження; чисельне моделювання; пульсація швидкості.

УДК 621.225.001.4

Способи розподілу робочої рідини в планетарних гідромашинах / А. І. Панченко, А. А. Волошина, І. А. Панченко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 20 (1192). – С. 46–52. – Бібліогр.: 25 назв. – ISSN 2411-3441.

Розглянуто планетарні гідромашини з різними вихідними характеристиками, обумовленими конструктивними особливостями їх розподільних систем, а так само способи розподілу робочої рідини в них. Представлено математичний апарат і методики визначення пропускної здатності торцевої, цапфової та безпосередньої розподільних систем. Запропоновано три способи розподілу робочої рідини в гідромашинах планетарного типу: торцевий розподіл, що застосовується в низько-, середньо- і високообертових гідромашинах потужністю від 7 до 33 кВт і частотою обертання вихідного валу від 40 до 2500 xb^{-1} , компенсація планетарного руху яких може здійснюватись за допомогою зовнішнього зубчастого зачеплення; цапфовий розподіл, що застосовується в середньо- і високообертових гідромашинах потужністю від 2 до 7 кВт і частотою обертання вихідного валу від 200 до 2500 xb^{-1} , компенсація планетарного руху яких може здійснюватись за допомогою карданної передачі; безпосередній розподіл, що застосовується в низькообертових гідромашинах сгідромащинах потужністю від 18 до 36 кВт і частотою обертання вихідного вала від 0,5 до 50 хв⁻¹, з додатковим зовнішнім компенсуючим механізмом планетарного руху.

Ключові слова: планетарна гідромашина, високообертові гідромашини, середньообертові гідромашини, низькообертові гідромашини, розподільна система, торцевий розподіл, цапфовий розподіл, безпосередній розподіл, пропускна здатність, потужність, частота обертання вихідного вала.

УДК 621.224

Розрахунок тривимірного потоку рідини в спіральній камері оборотної гідромашини в турбінному режимі / В. Е. Дранковський, К. С. Рєзва, Є. С. Крупа // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 20 (1192). – С. 53–57. – Бібліогр.: 5 назв. – ISSN 2411-3441.

Описано один з етапів проведення чисельного дослідження проточної частини оборотної гідравлічної машини в турбінному режимі з використанням пакетів програм. Отримано графічні результати у вигляді полів розподілу швидкостей і тисків в заданих режимах роботи оборотної гідравлічної машини. На підставі цих даних можуть бути отримані усереднені кінематичні параметри потоку, які визначені в розрахунковій області підводить частини. Проведено аналіз даного чисельного дослідження.

Ключові слова: чисельне дослідження, оборотна гідравлічна машина, підвідна частина, проточна частина, спіральна камера, колони статора, турбінний режим, розрахунковий режим, розподіл тиску, поле швидкості.

УДК 621.9.06

Робочі процеси інноваційних гідростатичних та аеростатичних сферичних шарнірів із струменевим регулюванням положення сфери / С. В. Струтинський // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 20 (1192). – С. 58–67. – Бібліогр.: 13 назв. – ISSN 2411-3441.

Розглянуто робочі процеси пов'язані з течією рідини в проточних частинах інноваційних гідростатичних та аеростатичних сферичних шарнірів із струменевим регулюванням положення сфери. Обгрунтовано принципи і схемну реалізацію струменевого регулювання. Проведено розрахунки на ЕОМ поля течії в щілині та в системі керуючих струменів. Розроблено спеціальну методику аналітичного розрахунку параметрів течії в щілині шарніра на основі методу ламінарної аналогії. Розроблено і апробовано ряд дослідних зразків регульованих сферичних шарнірів. Зокрема розроблені варіанти шарнірів із гідростатичним центруванням сфери та шарніри із вакуумним та магнітним центруванням сфери. Сформульовані пропозиції по застосуванню раціональних методів технології машинобудування та прогресивних матеріалів у розроблених інноваційних конструкціях шарнірів.

Ключові слова: шарнір, сфера, щілина, струмінь, течія, розрахунок, дослідні зразки.

УДК 621.694:533.697.5

Вплив закручення потоку, що перекачується, на енергетичні характеристики вихрекамерних насосів / Д.О.Сьомін, А.С.Роговий, А.М.Левашов // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 20 (1192). – С. 68–71. – Бібліогр.: 16 назв. – ISSN 2411-3441.

На основі математичного моделювання енергетичних характеристик вихрекамерних насосів проведено дослідження впливу ступеня закручення потоку, що перекачується, на коефіцієнт корисної дії насосу. Отримано, що відносний ККД зростає зі збільшенням ступеня закручення потоку, що перекачується. Це підтверджує попередні припущення про зменшення втрати на удар у процесі змішання взаємодіючих потоків та зменшення втрати енергії основного потоку на розкручення потоку, що перекачується.

Ключові слова: вихрекамерний насос, закручення потоку, втрати на змішання, чисельний розрахунок, енергетичні показники, математичне моделювання.

УДК 62-522.2

Підвищення енергоефективності електрогідравлічного мехатронного модуля руху / П. М. Андренко, О. В. Дмитрієнко, А. Ю. Лебедєв // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 20 (1192). – С. 72–76. – Бібліогр.: 15 назв. – ISSN 2411-3441.

Проаналізовані схемні та конструктивні рішення, які впливають на енергоефективність сучасного промислового устаткування та машин. Наведено схемну реалізацію перспективного електрогідравлічного мехатронного модуля руху та встановлено його структуру. Доведено, що енергоефективність електрогідравлічного мехатронного модуля руху значною мірою залежить від робочих та конструктивних параметрів його виконавчого механізму, а саме гідроциліндра. Розроблена методика оцінки енергоефективності гідроциліндра електрогідравлічного мехатронного модуля руху з ризними та робочими параметрами, яка може бути використана при енергетичній оцінці інших гідравлічних пристроїв.

Ключові слова: енергоефективність, мехатронний модуль руху, гідроциліндр, ефективна сила, діаметр гідроциліндра, тиск.

УДК 621.24

Аналіз формування точки оптимального режиму високонапірної радіально-осьової гідротурбіни на основі її універсальної характеристики / М.Б. Мараховський, О.І. Гасюк, М. М. Кузнєцова // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 20 (1192). – С. 77–80. – Бібліогр.: 8 назв. – ISSN 2411-3441.

Запропоновано математичну модель робочого процесу турбіни, що дозволяє проводити аналіз формування точки оптимального режиму роботи з точки зору максимуму гідравлічного ККД. Константи, що характеризують втрати в елементах проточної частини, визначаються на основі даних універсальної характеристики моделі. Отримані залежності дозволяють здійснювати прогнозну оцінку енергетичних якостей підвода, робочого колеса і відсмоктуючої труби. Математична модель дозволяє описувати робочий процес в проточній частині на початковій стадії проектування або її модернізації.

Проведений аналіз впливу втрат в елементах проточної частини на положення точки оптимального режиму гідротурбіни.

Ключові слова: гідротурбіна, універсальна характеристика, математична модель, проточна частина.

УДК 621.224

Визначення розрахункових параметрів високонапірних оборотних гідромашин / В. Е. Дранковський, М. Ю. Хавренко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 20 (1192). – С. 81–84. – Бібліогр.: 8 назв. – ISSN 2411-3441.

Пропонується методика визначення розрахункових параметрів в турбінному і насосному режимах роботи для високонапірних оборотних гідромашин. Методика дозволяє виконати розрахунок геометрії проточної частини на основі заданих натурних параметрів (напору і подачі) в насосному режимі для діапазону напорів H = 300–700 м. Для оцінки практичної реалізації даного методу проведено порівняння основних розрахункових параметрів, розрахованих за даною методикою, з параметрами існуючих високонапірних ГАЕС. Методика вибору коефіцієнта швидкохідності пропонується виключно для високонапірних оборотних гідромашин.

Ключові слова: розрахункові параметри, оборотна гідромашина, ГАЕС, коефіцієнт швидкохідності, напір, подача.

УДК 621.651

Вплив глибини спуску насоса в свердловину на експлатаційні показники роботи глибинної штангової насосної установки / Н. Г. Шевченко, Н. М. Фатєєва, А. О. Лазаренко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 20 (1192). – С. 85–89. – Бібліогр.: 9 назв. – ISSN 2411-3441.

Розглянуто підвищення ефективності проектних робіт глибинної штангової насосної установки за допомогою розробленого комплексу програм. Представлено п'ять програмних модулів. Проведена адаптація програм для реальних умов експлуатації свердловини. У результаті чисельного моделювання отримані: фізичні властивості газорідинної суміші на прийманні насоса, рекомендована глибина його спуска, гідродинамічні характеристики плунжерного насоса. Обрана й розрахована конструкція штангової колони, енергетичні показники роботи насосної установки, коефіцієнт експлуатації, імовірность обрива штанг, витрати на підйом нафтової продукції зі свердловини. Досліджено вплив глибини спуска насоса в свердловину на показники роботи установки. Комплекс програм використовується в навчальному процесі для науково-дослідної роботи студентів.

Ключові слова: глибинна штангова насосна установка, колона штанг, плунжерний насос, верстат-качалка, прикладні програми, газорідинна суміш, дебіт, втомна міцність.

УДК 532.5:621.65.01

Використання відкритих пакетів прикладних програм при моделюванні течій в'язкої нестисливої рідини / О. Л. Шудрик // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Харків: НТУ «ХПІ», 2016. – № 20 (1192). – С. 90–93. – Бібліогр.: 12 назв. – ISSN 2411-3441.

У роботі проаналізовано основні принципи, переваги та недоліки роботи з відкритим пакетом OpenFOAM. Перераховано клас задач гідродинаміки, можливості і перспектива подальшого використання OpenFOAM при дослідженні робочого процесу в гідромашинах. Проведено розрахунки тестових завдань турбулентного течії в'язкої ньютонівської рідини в каналах змінного перерізу, раптового розширення і в робочому колесі лопастного насоса. Результати розрахунків представлені у вигляді полів тисків (швидкостей), визначено їх інтегральні характеристики. Наведено порівняння результатів, отриманих в пакетах OpenFOAM, ANSYS CFX і експериментах.

Ключові слова: OpenFOAM, обчислювальна гідродинаміка, течія в'язкої рідини, моделі турбулентності, математична модель, розрахункова сітка.

УДК 621.646.45: 621.05: 621.454.2

Газодинамічний опір та швидкість звуку у каналі з гофрованою стінкою / С. А. Шевченко, В. І. Конох, О. П. Макотер // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 20 (1192). – С. 94–101. – Бібліогр.: 12 назв. – ISSN 2411-3441.

Представлено результати експериментального дослідження газодинамічних характеристик гнучкого мета-левого трубопроводу з гофрованою оболонкою (металорукава). Визначено втрати тиску й коефіцієнт розподіле-ного опору металорукава, використовуваного в складі випробувального стенда, що працює на стисненому пові-трі. Уперше розроблена оригінальна методика для визначення швидкості звуку в каналі з гофрованою стінкою. Отримані результати використаються для математичного моделювання роботи пневмосистеми запуску ракетно-го двигуна з регулятором тиску на стадії стендових випробувань.

Ключові слова: металорукав, газодинамічний опір, пневматичний стенд, швидкість звуку, коефіцієнт витрати, ефект Джоуля-Томсона.

УДК 621.651

Видобуток нафти штанговими глибиннонасосними установками / А. І. Ценципер, О. В. Косоруков // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 20 (1192). – С. 102–106. – Бібліогр.: 4 назв. – ISSN 2411-3441.

Описано спосіб видобутку нафти штанговими глибинонасосними установками і наведена його принципова схема. Визначено статичні сили, що діють на головку балансира в точці колони насосних штанг. Розглянуто кінематику балансирного верстата-качалки. Побудовані графіки відстані, швидкості й прискорення точки зчленування балансира з шатуном. Н підставі отриманих кінематичних залежностей визначено параметри переміщення точки підвісу колони насосних штанг, які здійснюють циклічний зворотно-поступальний рух.

Ключові слова: верстат-качалка, глибиннонасосна установка, балансир, колона насосних штанг.

УДК 551.551.21.5

Сучасний стан проблеми моделювання великомасштабної турбулентності / В. Г. Солодов // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 20 (1192). – С. 108–115. – Бібліогр.: 37 назв. – ISSN 2411-3441.

Дискутується сучасний стан проблеми моделювання турбулентності. Суттєва увага приділяється проблемі розрахунку великомасштабної турбулентності (LES). Підхід заснований на осередненні рівнянь Нав'є-Стокса зі спеціальним фільтром, налаштованим на виділення вихорів не менше певного розміру. Представлено деякі методичні аспекти моделювання та проблематику підходу до моделювання. Ключові слова: турбулентність, моделювання великих вихорів, фільтрування рівнянь Нав'є-Стокса.

УДК 621.224

Застосування СFD при проектуванні елементів проточної частини гідротурбіни / К. А. Миронов, Ю. Ю. Олексенко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 20 (1192). – С. 116–121. – Бібліогр.: 43 назв. – ISSN 2411-3441.

Для того щоб розробити економічно рентабельний проект конструкції гідротурбіни, необхідно мати характеристики потоку в різних перетинах гідротурбіни, що дозволить спрогнозувати роботу окремих її елементів ще до виготовлення. В роботі показано, що останнім часом CFD широко використовується провідними вченими в усьому світі для отримання докладної інформації про властивості потоку в проточній частині гідротурбіни з урахуванням взаємодії різних її елементів, а також для прогнозування роботи гідротурбіни в цілому.

Ключові слова: CFD, КПД, гідротурбіна, проточна частина, підвід, робоче колесо, відсмоктуюча труба, тиск.

РЕФЕРАТЫ

УДК 621.224

Анализ схем управления гидропневмоагрегатов / М. В. Черкашенко, Б. А. Вурье, Ю. И. Гринберг, Д. Б. Бондарева // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 20 (1192). – С. 4–7. – Библиогр.: 7 назв. – ISSN 2411-3441.

Предлагается метод анализа схем гидропневмоагрегатов, позволяющий обнаружить и устранить имеющиеся ошибки при проектировании, в основном, связанные с противоречивостью входов, действующих между технологическими операциями, и «силовой борьбой» на исполнительных устройствах.

Показана эффективность использования для анализа схем матрицы соответствий, размерность которой не зависит от числа входов и выходов, а лишь от числа переходов между технологическими операциями.

Ключевые слова: гидропневмоагрегаты, схема, синтез, анализ, системы управления.

УДК 621.224

Влияние пространственного профилирования лопастей рабочего колеса на характеристики потока в проточной части осевой гидротурбины / А. В. Русанов, О. Н. Хорев, Д. Ю. Косьянов, А. В. Линник, П. Н. Сухоребрый, С. А. Рябова // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 20 (1192). – С. 8–14. – Библиогр.: 9 назв. – ISSN 2411-3441.

Приведены результаты численного исследования влияния сложного окружного навала лопасти рабочего колеса осевой гидротурбины ПЛ20 навала на характеристики потока в проточной части. Моделирование течения выполнено на основе численного интегрирования уравнений Рейнольдса с дополнительным членом, содержащим искусственную сжимаемость. Для учета турбулентных эффектов применена двухпараметрическая модель турбулентности Ментера (SST). Исследования проведены с использованием программного комплекса IPMFlow. Представлен анализ структуры потока в расчетных областях с учетом и без отсасывающей трубы, а также зависимости значений мощности и КПД проточной части от величины навала при оптимальном режиме работы.

Ключевые слова: проточная часть, осевая гидротурбина, численное моделирование, пространственное моделирование, гидродинамическое усовершенствование, сложный окружной навал, рабочее колесо, отсасывающая труба.

УДК 620.9 / 621.577.64

Энергосбережение на газораспределительной станции при совместной работе турбодетандера и воздушной климатической системы / А. Л. Шубенко, В. П. Сарапин, А. В. Сенецкий, М. В. Сарапина // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 20 (1192). – С. 15–19. – Библиогр.: 17 назв. – ISSN 2411-3441.

Предлагается технологическая схема тепло- и электроснабжения газораспределительной станции (ГРС) на основе совместной работы утилизационной турбодетандерной установки (УТДУ) и воздушной климатической системы (ВКС), что позволяет вырабатывать тепловую и электрическую энергию без сжигания топлива. Проведен анализ количества теплоты, необходимой для подогрева помещений ГРС, и возможности отказа от газовых водогрейных котлов. Выполнены оценки вырабатываемой электроэнергии УТДУ при срабатывании перепада давления газа, а также потребности теплоты с целью подогрева газа после расширения в турбодетандере для недопущения снижения температуры газа ниже 0°С. Построена модель энергоэффективной установки и проведены расчетные исследования, которые показали целесообразность реализации рассматриваемого подхода к решению задачи энергосбережения.

Ключевые слова: природный газ, газораспределительная станция, тепловая схема, турбодетандер, воздушная климатическая система, коэффициент рециркуляции, энергосбережение.

УДК 621.646.4

Определение ресурса стержневых элементов малогабаритных пневматических клапанов с двухпозиционным поляризованным электромагнитным приводом / Г. И. Зайончковский, Е. И. Барилюк, Ю. Н. Рыкунич, Я. Б. Федоричко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 20 (1192). – С. 20–28. – Библиогр.: 15 назв. – ISSN 2411-3441.

Приведены результаты ресурсных испытаний малогабаритных пневматических клапанов с двухпозиционным поляризованным электромагнитным приводом, анализ которых показывает, что критическим элементом клапанов этого типа, определяющим ресурс изделия, является стержневой элемент (шток) подвижной системы клапана, разрушение которого под действием динамических нагрузок приводит к полному отказу клапана. Дается сравнительный анализ разных методов определения ресурсных возможностей стержневых элементов подвижной системы клапана, которые работают в условиях динамических циклических эксплуатационных нагрузок. Сделан вывод о перспективности использования энергетических критериев для оценки ресурса клапанов данного типа. Даны рекомендации по уменьшению уровня динамических нагрузок и повышения ресурса стержневых элементов клапанов с двухпозиционным поляризованным электромагнитным приводом.

Ключевые слова: пневматический клапан, электромагнитный привод, стержневой элемент, динамические нагрузки, разрушения, ресурс.

УДК 621.24

Синтез схем пневмоавтоматики на распределительной аппаратуре / М. В. Черкашенко, Б. А. Вурье // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 20 (1192). – С. 29–32. – Библиогр.: 7 назв. – ISSN 2411-3441.

Предлагается универсальный метод проектирования схем гидропневмоавтоматики на распределительной аппаратуре, использующий модульную реализацию.

В основу метода положена факторизация систем и декомпозиция уравнений, анализ модулей с использованием упрощенной таблицы состояний, за счет рассмотрения состояний лишь для управляющих входов распределителей. Эффективно использованы формулы

М. В. Черкашенко разложения функций по двум переменным, и представлены схемные решения модулей, на выходах которых реализуются данные формулы, что в результате приводит к минимальным схемам. Приводятся примеры использования метода. Ключевые слова: гидропневмоагрегаты, распределитель, синтез, факторизация, декомпозиция, модуль.

УЛК 621.224

Комплексные экспериментальные исследования турбулентной структуры потока в проточной части высоконапорной радиально-осевой гидротурбины / О. В. Потетенко, Е. С. Крупа // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 20 (1192). – С. 33–40. – Библиогр.: 6 назв. – ISSN 2411-3441.

В статье приведен комплексный анализ реальной структуры потока, формируемой подводящими органами высоконапорной гидротурбины, перед рабочим колесом, на режимах, охватывающих всю универсальную характеристику. Приводятся объяснения причин существенных потерь энергии, как в подводящих органах, так и в самом рабочем колесе. Даются рекомендации по совершенствованию проточной части.

Ключевые слова: гидротурбина, рабочее колесо, спиральная камера, напор, мощность, потери энергии.

УДК 621.644:621.833.15

Оценка влияния конструктивных и эксплуатационных параметров шестеренного насоса на пульсацию подачи путем оптимизации и трехмерного численного моделирования / З. Я. Лурье, А. И. Панченко, В. М. Соловьев, А. И. Гасюк // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 20 (1192). – С. 41–45. – Библиогр.: 20 назв. – ISSN 2411-3441.

В статье, на основе оптимизации и трехмерного численного моделирования рабочего процесса шестеренного насоса внешнего зацепления, изложены результаты исследования пульсации скорости (подачи) в зависимости от наличия и отсутствия разгрузочной полости, величины давления в камере нагнетания и частоты вращения. На основе предложенной математической модели шестеренного насоса с учетом бокового зазора и коэффициента высоты ножки сформулирована и решена задача многокритериальной оптимизации. Полученное решение было использовано для построения 3D модели и дальнейшего исследования в программе вычислительной гидродинамики. Проведенные исследования показали, что введение в конструкцию разгрузочных полостей дает снижение относительной величины пульсации скорости на 6,9 %; увеличение развиваемого насосом давления с 0,16 МПа до 16 МПа привело к уменьшению пульсации скорости на 6,1 %; увеличение частоты вращения шестерен от 2 мин⁻¹ до 2400 мин⁻¹ вызвало рост амплитуды пульсации на 4,1 %.

Ключевые слова: шестеренный насос внешнего зацепления; многокритериальная оптимизация; критерии оптимизации; параметрические, функциональные и критериальные ограничения; численное моделирование; пульсация скорости.

УДК 621.225.001.4

Способы распределения рабочей жидкости в планетарных гидромашинах / А. И. Панченко, А. А. Волошина, И. А. Панченко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 20 (1192). – С. 46–52. – Библиогр.: 25 назв. – ISSN 2411-3441.

Рассмотрены планетарные гидромашины с различными выходными характеристиками, обусловленными конструктивными особенностями их распределительных систем, а так же способы распределения рабочей жидкости в них. Представлены математический аппарат и методики определения пропускной способности торцевой, цапфенной и непосредственной распределительных систем. Предлагаются три способа распределения рабочей жидкости в гидромашинах планетарного типа: торцевое распределение, применяемое в низко-, средне- и высокооборотных гидромашинах мощностью от 7 до 33 кВт и частотой вращения выходного вала от 40 до 2500 об/мин, компенсация планетарного движения которых может осуществляться с помощью внешнего зубчатого зацепления; цапфенное распределение, применяемое в средне- и высокооборотных гидромашинах мощностью от 2 до 7 кВт и частотой вращения выходного вала от 40 до 2500 об/мин, компенсация планетарного движения которых может осуществляться с помощью внешнего зубчатого зацепления; цапфенное распределение, применяемое в средне- и высокооборотных гидромашинах мощностью от 2 до 7 кВт и частотой вращения выходного вала от 200 до 2500 об/мин, компенсация планетарного движения которых может осуществляться с помощью внешнего зубчатого зацепления; цапфенное распределение, применяемое в низкооборотных гидромашинах мощностью от 2 до 7 кВт и частотой вращения выходного вала от 200 до 2500 об/мин, компенсация планетарного движения которых гидромашинах (гидровращателях) мощьюстью от 18 до 36 кВт и частотой вращения выходного вала от 0,5 до 50 об/мин, с дополнительным внешним компенсирующим механизмом планетарного движения.

Ключевые слова: планетарная гидромашина, высокооборотные гидромашины, среднеоборотные гидромашины, низкооборотные гидромашины, распределительная система, торцевое распределение, цапфенное распределение, непосредственное распределение, пропускная способность, мощность, частота вращения выходного вала.

УДК 621.224

Расчет трехмерного потока жидкости в спиральной камере обратимой гидромашины в турбинном режиме / В. Э. Дранковский, К. С. Резвая, Е. С. Крупа // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 20 (1192). – С. 53–57. – Библиогр.: 5 назв. – ISSN 2411-3441.

Описан один из этапов проведения численного исследования проточной части обратимой гидравлической машины в турбинном режиме с использованием пакетов программ. Получены графические результаты в виде полей распределения скоростей и давлений в заданных режимах работы обратимой гидравлической машины. На основании этих данных могут быть получены осредненные кинематические параметры потока, которые определены в расчетной области подводящей части. Проведен анализ данного численного исследования.

Ключевые слова: численное исследование, обратимая гидравлическая машина, подводящая часть, проточная часть, спиральная камера, колонны статора, турбинный режим, расчетный режим, распределение давления, поле скорости.

УДК 621.9.06

Рабочие процессы инновационных гидростатических и аэростатических сферических шарниров со струйной регулировкой положения сферы / С. В. Струтинский // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 20 (1192). – С. 58–67. – Библиогр.: 13 назв. – ISSN 2411-3441.

Рассмотрены рабочие процессы, связанные с течением жидкости в проточных частях инновационных гидростатических и аэростатических сферических шарниров со струйным регулировкой положения сферы. Обоснованы принципы и схемная реализация струйного регулирования. Проведены расчеты на ЭВМ поля течения в цели и в системе управляющих струй. Разработана методика аналитического расчета параметров течения в цели шарнира на основе метода ламинарной аналогии. Разработан и апробирован ряд опытных образцов регулируемых сферических шарниров. В частности разработаны варианты шарниров с гидростатическим центрированием сферы и шарниры с вакуумным и магнитным центрированием сферы. Сформулированы предложения по применению рациональных методов технологии машиностроения и прогрессивных материалов в разработанных инновационных конструкциях шарниров.

Ключевые слова: шарнир, сфера, щель, струя, течение, расчет, опытные образцы.

УДК 621.694:533.697.5

Влияние закрутки перекачиваемого потока на энергетические характеристики вихрекамерных насосов / Д. А. Сёмин, А. С. Роговой, А. М. Левашов // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 20 (1192). – С. 68–71. – Библиогр.: 16 назв. – ISSN 2411-3441.

На основе математического моделирования энергетических характеристик вихрекамерних насосов проведены исследования влияния степени закрутки перекачиваемого потока на коэффициент полезного действия насоса. Получено, что относительный КПД увеличивается с увеличением степени закрутки перекачиваемого потока. Это подтверждает предварительные предположения об уменьшении потерь на удар в процессе смешения взаимодействующих потоков и уменьшения потерь энергии основного потока на раскручивание перекачиваемого потока.

Ключевые слова: вихрекамерный насос, закрутка потока, потери на смешение, численный расчет, энергетические показатели, математическое моделирование.

УДК 62-522.2

Повышение энергоэффективности электрогидравлического мехатронного модуля движения / П. Н. Андренко, О. В. Дмитриенко, А. Ю. Лебедев // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 20 (1192). – С. 72–76. – Библиогр.: 15 назв. – ISSN 2411-3441.

Проанализированы схемные и конструктивные решения, которые влияют на энергоэффективность современного промышленного оборудования и машин. Приведена схемная реализация перспективного электрогидравлического мехатронного модуля движения и установлена его структура. Доказано, что энергоэффективность электрогидравлического мехатронного модуля движения в значительной степени зависит от рабочих и конструктивных параметров его исполнительного механизма, а именно гидроцилиндра. Разработана методика оценки энергоэффективности гидроцилиндра электрогидравлического мехатронного модуля движения с различными конструктивными и рабочими параметрами, которая может быть использована при энергетической оценке других гидравлических устройств.

Ключевые слова: энергоэффективность, мехатронный модуль движения, гидроцилиндр, эффективная сила, диаметр гидроцилиндра, давление.

УДК 621.24

Анализ формирования точки оптимального режима высоконапорной радиально-осевой гидротурбины на основе ее универсальной характеристики / М. Б. Мараховский, А. И. Гасюк, М. М. Кузнецова // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 20 (1192). – С. 77–80. – Библиогр.: 8 назв. – ISSN 2411-3441.

Предложена математическая модель рабочего процесса турбины, позволяющая производить анализ формирования точки оптимального режима работы с точки зрения максимума гидравлического КПД. Константы, характеризующие потери в элементах проточной части, определяются на основе данных универсальной характеристики модели. Полученные зависимости позволяют производить прогнозную оценку энергетических качеств подвода, рабочего колеса и отсасывающей трубы. Математическая модель позволяет описывать рабочий процесс в проточной части на начальной стадии проектирования или ее модернизации.

Произведен анализ влияния потерь в элементах проточной части на положение точки оптимального режима гидротурбины.

Ключевые слова: гидротурбина, универсальная характеристика, математическая модель, проточная часть.

УДК 621.224

Определение расчетных параметров высоконапорных обратимых гидромашин / В. Э. Дранковский, М. Ю. Хавренко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 20 (1192). – С. 81–84. – Библиогр.: 8 назв. – ISSN 2411-3441.

Предлагается методика определения расчетных параметров в турбинном и насосном режимах работы для высоконапорных обратимых гидромашин. Методика позволяет выполнить расчет геометрии проточной части на основе заданных натурных параметров (напора и подачи) в насосном режиме для диапазона напоров H = 300-700 м. Для оценки практической реализации данного метода проведено сравнение основных расчетных параметров, рассчитанных по данной методике, с параметрами существующих высоконапорных ГАЭС. Методика выбора коэффициента быстроходности предлагается исключительно для высоконапорных обратимых гидромашин.

Ключевые слова: расчетные параметры, обратимая гидромашина, ГАЭС, коэффициент быстроходности, напор, подача.

УДК 621.651

Влияние глубины спуска насоса в скважину на эксплатационные показатели работы глубинной штанговой насосной установки / Н. Г. Шевченко, Н. Н. Фатеева, А. О. Лазаренко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 20 (1192). – С. 85–89. – Библиогр.: 9 назв. – ISSN 2411-3441.

Рассмотрено повышение эффективности проектных работ глубинной штанговой насосной установки с помощью разработанного комплекса программ. Представлены пять программных модулей. Проведена адаптация программ для реальных условий эксплуатации скважины. В результате численного моделирования получены: физические свойства газожидкостной смеси на приеме насоса, рекомендуемая глубина его спуска, гидродинамические характеристики плунжерного насоса. Выбрана и рассчитана конструкция штанговой колонны, энергетические показатели работы насосной установки, коэффициент эксплуатации, вероятность обрыва штанг, затраты на подъем нефтяной продукции из скважины. Исследовано влияние глубины спуска насоса в скважину на показатели работы установки. Комплекс программ используется в учебном процессе для научно-исследовательской роботы студентов.

Ключевые слова: глубинная штанговая насосная установка, колонна штанг, плунжерный насос, станок-качалка, прикладные программы, газожидкостная смесь, дебит, усталостная прочность.

УДК 532.5:621.65.01

Использование открытых пакетов прикладных программ при моделировании течений вязкой несжимаемой жидкости / А. Л. Шудрик // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 20 (1192). – С. 90–93. – Библиогр.: 12 назв. – ISSN 2411-3441.

В работе проанализированы основные принципы, преимущества и недостатки работы с открытым пакетом OpenFOAM. Перечислен класс задач гидродинамики, возможности и перспектива дальнейшего использовании OpenFOAM при исследовании рабочего процесса в гидромашинах. Проведены расчеты тестовых задач турбулентного течения вязкой ньютоновской жидкости в каналах переменного сечения, внезапного расширения и в рабочем колесе лопастного насоса. Результаты расчетов представлены в виде полей давлений (скоростей), определены их интегральные характеристики. Приведено сравнение результатов, полученных в пакетах OpenFOAM, ANSYS CFX и экспериментах.

Ключевые слова: OpenFOAM, вычислительная гидродинамика, течение вязкой жидкости, модели турбулентности, математическая модель, расчетная сетка.

УДК 621.646.45: 621.05: 621.454.2

Газодинамическое сопротивление и скорость звука в канале с гофрированной стенкой / С. А. Шевченко, В. И. Конох, А. П. Макотер // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 20 (1192). – С. 94–101. – Библиогр.: 12 назв. – ISSN 2411-3441.

Представлены результаты экспериментального исследования газодинамических характеристик гибкого металлического трубопровода с гофрированной оболочкой (металлорукава). Определены потери давления и коэффициент распределенного сопротивления металлорукава, используемого в составе испытательного стенда, работающего на сжатом воздухе. Впервые разработана оригинальная методика для определения скорости звука в канале с гофрированной стенкой. Полученные результаты используются для математического моделирования работы пневмосистемы запуска ракетного двигателя с регулятором давления на стадии стендовых испытаний.

Ключевые слова: металлорукав, газодинамическое сопротивление, пневматический стенд, скорость звука, коэффициент расхода, эффект Джоуля-Томсона.

УДК 621.651

Добыча нефти штанговыми глубиннонасосными установками / А. И. Ценципер, А. В. Косоруков // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 20 (1192). – С. 102–106. – Библиогр.: 4 назв. – ISSN 2411-3441.

Описан способ добычи нефти штанговыми глубиннонасосными установками и приведена его принципиальная схема. Определены статические силы, действующие на головку балансира в точке колонны насосных штанг. Рассмотрена кинематика балансирного станка-качалки. Построены графики расстояния, скорости и ускорения точки сочленения балансира с шатуном. На основании полученных кинематических зависимостей определены параметры перемещения точки подвеса колонны насосных штанг, которые осуществляют циклическое возвратно-поступательное движение.

Ключевые слова: станок-качалка, глубиннонасосная установка, балансир, колонна насосных штанг.

УДК 551.551.21.5

Современное состояние проблемы моделирования крупномасштабной турбулентности / В. Г. Солодов // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 45 (45). – С. 108–115. – Библиогр.: 37 назв. – ISSN 2411-3441.

Обсуждается современное состояние проблемы моделирования турбулентности. При этом существенное внимание уделяется проблеме расчета крупномасштабной турбулентности(LES). Подход основан на осреднении уравнений Навье-Стокса со специальным фильтром, настроенным на выделение вихрей не менее определенного размера. Представлены некоторые методические аспекты моделирования и проблематика подхода к моделированию.

Ключевые слова: турбулентность, моделирование больших вихрей, фильтрование уравнений Навье-Стокса.

УДК 621.224

Применение СFD при проектировании элементов проточной части гидротурбины / К. А. Миронов, Ю. Ю. Олексенко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 20 (1192). – С. 116–121. – Библиогр.: 43 назв. – ISSN 2411-3441.

Для того чтобы разработать экономически рентабельный проект конструкции гидротурбины, необходимо понять характеристики потока в различных сечениях гидротурбины, что позволит спрогнозировать работу отдельных ее элементов еще до изготовления. В работе показано, что в последнее время CFD широко используется ведущими учеными во всем мире для получения подробной информации о свойствах потока в проточной части гидротурбины с учетом взаимодействия различных ее элементов, а также для прогнозирования работы гидротурбины в целом.

Ключевые слова: CFD, КПД, гидротурбина, проточная часть, подвод, рабочее колесо, отсасывающая труба, давление.

ABSTRACTS

UDC 621.224

Analysis of the hydropneumatic units management schemes / M. V. Cherkashenko, B. A. Vurye, Y. I. Grinberg, D. B. Bondareva // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydrounits. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2016. – No 20 (1192). – P. 4–7. – Bibliogr.: 7. – ISSN 2411-3441.

Method of analysis of hydropneumatic units control system schemes, allows to detect and eliminate the existing design errors, is offered. These errors are mainly related to the contradictory of inputs, occurring between the technological operations and «struggle of inputs» on executive devices. For correction the scheme of hydropneumatic units control system the matrix of conformities was used. The dimension of the matrix does not depend on number of inputs, and only from number of transitions between technological operations. Efficiency of use the matrix of conformities for analysis is shown.

Keywords: hydropneumatic units, scheme, synthesis, analysis, control system.

UDC 621.224

Influence of spatial profiling of the runner blades on flow characteristics in flow part of Kaplan turbine / A.V. Rusanov, O. N. Khoryev, D. Yu. Kosianov, A. V. Lynnyk, P. N. Sukhorebryi, S. A. Riabova // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydrounits. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2016. – No 20 (1192). – P. 8–14. – Bibliogr.: 9. – ISSN 2411-3441.

The results of numerical investigation of the influence of spatial profiling of the runner blade of Kaplan turbine PL20 with the usage of complex circular offset on flow characteristic in flow part are presented. The flow simulation has been carried out on basis of numerical integration of the Reynolds equations with an additional term containing artificial compressibility. The differential two-parameter model of Menter (SST) has been applied to take into account turbulent effects. The investigations have been conducted by means of the software package IPMFlow. The analysis of flow pattern in computational regions with and without the draft tube, as well as dependences of the capacity and efficiency of flow part from offset value at optimum operating condition is presented. It is shown that the application of spatial profiling of the runner blade has improved the efficiency and capacity of flow part of modern hydroturbine more than 0,70 %

Keywords: numerical modelling, viscous flow, flow part, Kaplan turbine, energy loss.

UDC 620.9 / 621.577.64

Energy savings at power distribution station in co-operation the turbo expander and the air of the climate system / A. L. Shubenko, V. P. Sarapin, A. V. Senetskyi, M. V. Sarapina // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydrounits. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2016. – No 20 (1192). – P. 15–19. – Bibliogr.: 17. – ISSN 2411-3441.

It is proposed a technological scheme of heat and power distribution station (GDS) based on the joint work of the recycling expander unit (UTD) and air climate system (VCS), which allows to generate thermal and electrical energy without combustion. The analysis of the amount of heat necessary for heating the premises of the GDS, and the possibility of rejection of gas boilers. The estimates of electricity generated by UTDU when triggered, gas pressure differential, as well as the needs of heat for the purpose of heating the gas after expansion in the turbine to avoid reducing the

gas temperature below 0°C. The model is constructed of energy-efficient installation and an experimental study that showed the feasibility of the proposed approach to solving the energy saving problem.

Keywords: natural gas, gas distribution station, thermal, turbine, air conditioning system, recycle ratio, energy saving.

UDC 621.646.4

Definition of resource of bar elements of compact-sized pneumatic valves with polarized electromagnetic drive / H. J. Zaionchkovskyi, E. I. Barilyuk, Yu. M. Rykunich, Ya. B. Fedorychko // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydrounits. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2016. – No 20 (1192). – P. 20–28. – Bibliogr.: 15. – ISSN 2411-3441.

The paper shows resource tests results of compact-sized pneumatic valves with two-position polarized electromagnetic drive. Their analysis shows, that the critical element in valves of such type, which limits their resource, is the rod of valve moving assembly. The rod destruction under dynamic loads leads to the full failure of the valve. The paper gives comparative analysis of different methods for determination of the resource capabilities of rods in the valve moving assembly, which work under dynamic cyclic operational loads. The conclusion has been made for the prospects of energetic criterion usage for the resource evaluation of the rod elements in the valves of such type. The recommendations have been given for decreasing the level of dynamic loads and increasing the resource of rod elements if the valves with two-positioned polarized electromagnetic drive.

Keywords: pneumatic valve, electromagnetic drive, rod element, dynamic loads, destruction, resource

UDC 621.224

Synthesis of schemes of pneumoautomatics on valves / M. V. Cherkashenko, B. A. Vurye // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydrounits. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2016. – No 20 (1192). – P. 29–32. – Bibliogr.: 7. – ISSN 2411-3441.

The universal method of designing of schemes of hydropneumoautomatics on the valves, using modular realization is offered.

In a basis of a method it is put factorization systems and decomposition of the equations, the analysis of modules with use of the simplified table of conditions, due to consideration of conditions only for inputs of controlling of valves. M. V. Cherkashenko's formulas of decomposition of functions on two variables are effectively used, is present decisions of modules on which outputs given formulas are presented are realized that as a result leads to the minimal schemes. Examples of use of a method are resulted.

Keywords: hydropneumatic units, valve, synthesis, factorization, decomposition, module.

UDC 621.224

Complex experimental studies of turbulent flow structure in the flow part elements of high-pressure Francis turbine / O. V. Potetenko, E. S. Krupa // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydrounits. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2016. – No 20 (1192). – P. 33–40. – Bibliogr.: 6. – ISSN 2411-3441.

There performed comprehensive analysis of the actual flow structure formed by the water supply elements of high-pressure hydraulic turbines in front of the runner on the operating modes covering the entire universal characteristic. The explanation of the reasons of substantial energy losses in the supply elements and in the runner is shown. Recommendations of improving the flow parts are given.

Further improvement of the flow part elements of high-pressure hydraulic turbine and runner blades system is presented in the patents of Ukraine of the authors listed in the bibliography. The new type of radial-diagonal hydraulic turbine with different variations of its form is suggested.

Keywords: turbine, runner, spiral, head, output, energy losses.

UDC 621.644:621.833.15

The influence estimation of the design and operational parameters of gear pump on pulsation due to optimization and numerical modeling / Z. Ya. Lurye, A. I. Panchenko, V. M. Solovyov, A. I. Gasyuk // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydrounits. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2016. – No 20 (1192). – P. 41–45. – Bibliogr.: 20. – ISSN 2411-3441.

In the article, based on the optimization and three-dimensional numerical modeling of external gear pump workflow the results of velocity pulsations depending on presence or absence the discharge chamber, the pressure and the speed are presented. Based on the proposed gear pump mathematical model with including the backlash and dedendum coeffisient the problem of multi-criteria optimization are formulated and solved. The resulting solution was used to construct a 3D model and further research in computational fluid dynamics program. Studies are shown that due to presence of the discharge chamber the velocity fluctuations was reduce on 6,9 %; that due to increasing the gear pump pressure from 0.16 MPa to 16 MPa the velocity pulsation was decrease on 6.1 %; that due to increasing the gears speed from 2 min⁻¹ to 2400 min⁻¹ the amplitude of velocity pulsations was increase on 4.1 %.

Keywords: gear pump with external engagement; multi-criteria optimization; optimization criteria; parametric, functional and criterial limits; numerical modeling; velocity pulsation.

UDC 621.225.001.4

Methods of working fluid distribution in planetary hydraulic machines / A. I. Panchenko, A. A. Voloshina, I. A. Panchenko // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydrounits. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2016. – No 20 (1192). – P. 46–52. – Bibliogr.: 25. – ISSN 2411-3441.

The article deals with the planetary hydraulic machines of different output characteristics which are conditional on the design features of their distribution systems. The methods of working fluid distribution are under consideration as well. The paper presents the mathematical apparatus and methods of definition of hydraulic performance for the end, journal and direct distribution systems. Three methods of working fluid distribution in hydraulic machines are proposed. Firstly, it is an end distribution which is used for low-, medium- and high-speed hydraulic machines with 7 to 33 kilowatts power and 40 to 2500 rpm output shaft rotary speed. The equalization of the planetary movement can be realized by means of the external gearing. Secondly, the authors consider a journal distribution used for 2 to 7 kilowatts medium- and high-speed hydraulic machines with 200 to 2500 rpm rotary speed of the output shaft, where the planetary movement can be equalized by the cardan drive. Finally, it is a direct distribution which is employed for low-speed hydraulic machines (hydraulic rotators) with 18 to 36 kilowatts power, 0,5 to 50 rpm rotary speed of the output shaft and the additional external compensating mechanism of the planetary movement.

Keywords: planetary hydraulic machine, low-speed hydraulic machines, medium-speed hydraulic machines, high-speed hydraulic machines, distribution system, end distribution, journal distribution, direct distribution, hydraulic performance, power, rotary speed of the output shaft.

UDC 621.224

Calculating three-dimensional fluid flow in the spiral casing of the reversible hydraulic machine in turbine mode / V.E. Drankovskiy, K.S. Rezvaya, E. S. Krupa // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydrounits. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2016. – No 20 (1192). – P. 53–57. – Bibliogr.: 5. – ISSN 2411-3441.

One of the stages of a numerical research of water passage of the reversible hydraulic machine in turbine mode was described with program packages. Graphical results in the form of the velocity and pressure distributions in the predetermined modes of operation of reversible hydraulic machine were obtained. On the basis of these data can be obtained average kinematic parameters of the flow, which are determined in the inlet of calculation domain. Analysis of this numerical research was performed.

Keywords: numerical research, reversible hydraulic machine, inlet, a spiral casing, stator column, turbine mode, calculated mode, pressure distribution, velocity distribution

UDC 621.9.06

Workflows and innovative hydrostatic aerostatic spherical joints with adjusting the scope of the provisions of jet / S. V. Strutinsky // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydrounits. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2016. – No 20 (1192). – P. 58–67. – Bibliogr.: 13 – ISSN 2411-3441.

The workflows associated with the flow of fluid in the flow area of innovative hydrostatic and aerostatic spherical hinges with adjustable jet provision sector are considered. The principles and circuit implementation of jet regulation were substantiated. The computer calculations of the flow field in the cleft and control system jets were done. A special technique of analytical calculation of parameters of flow in the cleft of the hinge on the basis of laminar analogy was developed. The series of prototypes with adjustable spherical joints were developed and tested. The variants of hydrostatic centering hinges and hinge areas of the vacuum centering and magnetic fields were designed in particular. The proposals on the application of rational methods of manufacturing engineering and advanced materials in the developed innovative hinges designs were formulated.

Keywords: hinge, sphere, slot, stream, flow, calculation, samples.

UDC 621.694:533.697.5

Influence of spin a pumped over stream on power characteristics of vortex chamber pumps / D. O. Syomin, A. S. Rogovyi, A. M. Levashov // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydrounits. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2016. – No 20 (1192). – P. 68–71. – Bibliogr.: 16. – ISSN 2411-3441.

On the basis of mathematical modeling of power characteristics vortex chamber pumps researches of degree spin influence a pumped over stream on factor efficiency pump actions are conducted. Mathematical modeling is passed by means of the decision of the Navier-Stokes equations, averaging after Reynolds. It is received that the relative efficiency increases with degree increase spin a pumped over stream. It confirms preliminary assumptions of losses reduction on blow in the course of co-operating streams mixture and reduction of energy losses of the basic stream on spin a pumped over stream. Use preliminary spin a pumped over stream has led to more perfect power characteristics of pumps so relative efficiency vortex chamber pump with spin a stream has increased approximately by 35 %.

Keywords: vortex chamber pump, spin a stream, loss on mixture, numerical calculation, energy parameters, mathematical modeling.

UDC 62-522.2

Improving the energy efficiency of the electro-hydraulic mechatronic module of motion / P. N. Andrenko, O. V. Dmitrienko, A. Yu. Lebedev // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydrounits. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2016. – No 20 (1192). – P. 72–76. – Bibliogr.: 15. – ISSN 2411-3441.

The circuit and constructive decisions have been analyzed that affect the energy efficiency of modern industrial equipment and machinery. It has been established that their energy efficiency largely depends on the efficiency of hydraulic drives. The schematics and design solutions have been considered that will improve their energy efficiency. The circuit implementation of the perspective electro-hydraulic mechatronic module of movement has been shown and has been set its structure. The factors affecting its efficiency have been analyzed. It has been proved that the energy efficiency of the electro-hydraulic mechatronic module of movement largely depends on the operating and design parameters of its executive mechanism, namely hydraulic cylinder. It has been proposed to assess the energy efficiency of the hydraulic cylinder to use its specific effective force - the ratio of the effective force on the cylinder rod to its weight. The technique of an estimation of energy efficiency of cylinder of electro-hydraulic mechatronic module of movements has been developed, which can be used for assessment of other hydraulic devices. As a result of computational research has been found that in determining the design and operating parameters of the cylinder of electro-hydraulic mechatronic module of movement to enhance its energy efficiency, necessary to raise the pressure in the hydraulic system.

Keywords: energy efficiency, mechatronic module of motion, hydraulic cylinder, the effective force, the diameter of cylinder, pressure.

UDC 621.24

Analysis of the formation point of optimum mode of high-pressure Francis turbine based on its universal characteristics / M. B. Marakhovsky, A. I. Gasiyk, M. M. Kuznechova // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydrounits. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2016. – No 20 (1192). – P. 77–80. – Bibliogr.: 8. – ISSN 2411-3441.

A mathematical model of working process of the turbine, which allows analysis of formation of the optimal mode from the viewpoint of high hydraulic efficiency, is presented. The constants characterizing the loss in the elements of the flow part are identified based on the universal characteristics of the model. The obtained dependences allow prediction of the energy qualities of the inlet, impeller and draft tube. The mathematical model allows to describe the workflow in the flow part at the initial design stage or its modernization.

The influence of losses in the elements of a flowing part on the position of the point optimal turbine is analyzed.

Keywords: turbine, universal characteristic, mathematical model, flow passage.

UDC 621.224

Determination of design parameters of high-pressure reversible hydraulic machines / V. E. Drankovskij, M. J. Khavrenko // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydrounits. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2016. – No 20 (1192). – P. 81–84. – Bibliogr.: 8. – ISSN 2411-3441.

The new method is proposed for determination of design parameters of turbine and pump operation mode for high-pressure reversible hydraulic machines. These parameters are necessary for calculation of geometry of flowing part and her designing. Determination of parameters is based on predefined natural parameters (pressure and liquid supply in pump mode) of high-pressure pumped-storage power plants. This method is designed for a range of pressures of 300–700 m.

For proving of this method has done comparing the basic design parameters calculation by this method with the parameters of the existing highpressure pumped-storage power plants.

The method is based on the processing of statistical data with taking into account the tendency of growth the specific speed. The choose of specific speed is proposed exclusively for high-pressure reversible hydraulic machines. The received data by the diameter and rotation speed was calculated by this method had showed satisfactory coincidence in comparison with predefined natural parameters of high-pressure pumped-storage power plants.

Keywords: design parameters, reversible hydraulic machine, PSPs, specific speed, pressure, liquid supply.

UDC 621.651

Efficiency of the pump running depth on the operation characteristics of the rod well pump equipment / N. G. Shevchenko, N. N. Fatieieva, A. O. Lazarenko // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydrounits. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2016. – No 20 (1192). – P. 85–89. – Bibliogr.: 9. – ISSN 2411-3441.

Efficiency enhancement of the rod well pump engineering is considered on the basis of the software package. Five program modules are developed. Adaptation of the program package for real usage conditions of the rod well pump equipment is carried out (water holdup is 0,5; output gas-oil ratio is 60). Such parameters are calculated in this work: physical properties of the gas liquid mixture at the pump input, pump running depth

and pumping speed. Construction of the rods stand, energy characteristics of the pump equipment, usage factor, overhaul period, oil lifting power are chosen and calculated. The effect of the pump running depth on the operation characteristics of the rod well pump equipment is investigated. Developed software package is used in the educational process for the scientific and research work of students.

Keywords: sucker rod pump assembly, the column rods, piston pump, the machine-rocking chair, the application, the gas-liquid mixture flow rate, fatigue strength.

UDC 532.5:621.65.01

Using open software application packages for simulation of viscous incompressible fluid / A. L. Shudryk // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydrounits. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2016. – No 20 (1192). – P. 90–93. – Bibliogr.: 12. – ISSN 2411-3441.

This paper analyzes the basic principles, advantages and disadvantages of an open package OpenFOAM. Class hydrodynamics tasks are listed. Possibilities and prospects of further use of OpenFOAM in the study of the working process in hydraulic machines are shown. The calculations of test tasks of turbulent flow of viscous fluid in Newton's channels of variable section, the sudden expansion in the impeller vane pump. Results in the form of pressure fields (velocities), the integral defined by their characteristics are presented. The comparison of results obtained in packages OpenFOAM, ANSYS CFX and experiments.

Keywords: OpenFOAM, computational fluid dynamics, viscous fluid flow, turbulence model, mathematical model, mesh.

UDC 621.646.45: 621.05: 621.454.2

Gas-dynamic resistance and velocity of sound in the channel with the corrugated wall. / S. A. Shevchenko, V. I. Konokh, A. P. Makoter // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydrounits. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2016. – No 20 (1192). – P. 94–101. – Bibliogr.: 12. – ISSN 2411-3441.

Results of experimental research gas-dynamic characteristics of the flexible metal tubing with the corrugated shell (corrugated metal hose) have been presented. Pressure losses and distributed resistance factor of the corrugated metal hose as part of the test stand, which works on compressed air, have been determined. It has been shown that the resistance factor of corrugated metal hose exceeds the smooth pipe factor by order of the value. It can be calculated by Prandtl equation, if height of corrugation is used as parameter of roughness. It has been determined that at the analysis of rocket engine pneumatic starting system operation on the test stand it is necessary to take into account Joule-Thomson effect and heat exchange in the pressure regulator. For the first time the original methodology of sound velocity determination in the channel with the corrugated wall has been developed. These results are used for mathematical modeling of the pneumatic starting system in the development test stage.

Keywords: corrugated metal hose, gas-dynamic resistance, pneumatic stand, velocity of sound, flow coefficient, Joule-Thomson effect.

UDC 621.651

Oil production of down hole sucker rod installations / A. I. Tsentsiper, A. V. Kosorukov // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydrounits. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2016. – No 20 (1192). – P. 102–106. – Bibliogr.: 4. – ISSN 2411-3441.

Process extraction petroleum, pumps units and provided schematic diagram is described. Static forces acting on the head of the balance at the point of sucker rods string is determined. Kinematics of pump units is considered. Graphs of the way speed acceleration at connecting of the balance with sucker rods is shown. It is identified point-setting movement on the basis of the received dependence at the point of suspension sucker rods string. **Keywords:** pumping unit, installation of downhole, rocker, rod string.

UDC 551.551.21.5

Current state of the problem of large-scale turbulence modeling / V. G. Solodov // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydrounits. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2016. – No 20 (1192). – P. 108–115. – Bibliogr.: 37. – ISSN 2411-3441.

The current state of the problem of turbulence modeling is discussed. The significant attention is paid to the simulation of the large-scale turbulence (LES). The approach is based on averaging the Navier-Stokes equations with a special filter, tuned to the allocation of the vortices not less than a certain size. Some methodological aspects of modeling are presented and the perspective of the approach to modeling.

Keywords: turbulence, large eddy simulation, the Navier-Stokes equations filtering.

UDC 621.224

Application of CFD in design elements flow space of hydroturbine / K. A. Mironov, Yu. Yu. Oleksenko // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydrounits. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2016. – No 20 (1192). – P. 116–121. – Bibliogr.: 43. – ISSN 2411-3441.

The overall performance of the hydroturbine depends on the individual performance of each component. The change in guide vane opening leads variation in discharge and flow direction, which in turn lead the variation of flow parameters in different components of hydroturbine. Similarly, variation in rotational speed of runner also affects flow characteristics especially in runner. The runner solidity is again important parameter in runner design as it also affects the flow parameters and also performance of hydroturbine. The turbines are designed for particular values of global and local design parameters based on assumptions but most of time, turbine operates at off-design conditions which affects its performance. For cost effective design of the hydroturbine, it is very necessary to understand the flow characteristics in different parts of hydroturbine, which help in predicting their performance before manufacturing. Computational fluid dynamics become a cost effective tool to provide detailed flow information inside the complete hydroturbine space as a whole so that interaction between different components could also be considered. CFD has been widely used by designer and researchers to optimize its design and also as a tool to predict overall performance of Francis turbine.

Keywords: CFD, Francis turbine, hydraulic efficiency, runners, spiral case, draft tube, pressure, performance characteristics of hydroturbine.

3MICT

Фундаментальні дослідження	3
Черкашенко М. В., Вурье Б. А., Гриноерг Ю. И., Боноарева Д. Б. Анализ схем управления	
гидропневмоагрегатов	4
Русанов А. В., Хореев О. Н., Косьянов Д. Ю., Линник А. В., Сухоребрый П. Н., Рябова С. А. Влияние	
пространственного профилирования лопастей рабочего колеса на характеристики потока в проточной части	~
осевой гидротурбины.	8
Шубенко А. Л., Сарапин В. П., Сенецкий А. В., Сарапина М. В. Энергосбережение на	
газораспределительной станции при совместной работе турбодетандера и воздушной климатической	
системы	15
Зайончковський Г. И., Барилюк С. І., Рикуніч Ю. М., Федоричко Я. Б. Визначення ресурсу стрижневих елементів малогабаритних пневматичних клапанів з двопозиційним поляризованим електромагнітним приводом	20
Cherkashenko M. V., Vurye B. A. Synthesis of schemes of pneumoautomatics on valves	29
Потетенко О. В., Крупа Е. С. Комплексные экспериментальные исследования турбулентной структуры	
потока в проточной части высоконапорной радиально-осевой гидротурбины	33
Лурье З. Я., Панченко А. И., Соловьев В. М., Гасюк А. И. Оценка влияния конструктивных и	
эксплуатационных параметров шестеренного насоса на пульсацию подачи путем оптимизации и	
трехмерного численного моделирования	41
Панченко А. И., Волошина А. А., Панченко И. А. Способы распределения рабочей жидкости в	
планетарных гидромашинах	46
Drankovskiy V. E., Rezvaya K. S., Krupa E. S. Calculating three-dimensional fluid flow in the spiral casing of the	
reversible hydraulic machine in turbine mode	53
Струтинський С. В. Робочі процеси інноваційних гідростатичних та аеростатичних сферичних шарнірів із	
струменевим регулюванням положення сфери	58
Сьомін Д. О., Роговий А. С., Левашов А. М. Вплив закручення потоку, що перекачується, на енергетичні	
характеристики вихрекамерних насосів	68
Андренко П. М., Дмитрієнко О. В., Лебедєв А. Ю. Підвищення енергоефективності електрогідравлічного	
мехатронного модуля руху	72
Мараховский М. Б., Гасюк А. И., Кузнецова М. М. Анализ формирования точки оптимального режима	
высоконапорной радиально-осевой гидротурбины на основе ее универсальной характеристики	77
<i>Дранковский В. Э., Хавренко М. Ю.</i> Определение расчетных параметров высоконапорных обратимых	
гидромашин	81
Шевченко Н. Г., Фатеєва Н. М., Лазаренко А. О. Вплив глибини спуску насоса у свердловину на	~ -
експлатаційні показники роботи глибинної штангової насосної установки	85
Shudrik A. L. Using open software application packages for simulation of viscous incompressible fluid	90
Шевченко С. А., Конох В. И., Макотер А. П. Газодинамическое сопротивление и скорость звука в канале с	~ .
гофрированной стенкой	94
Ценципер А. И., Косоруков А. В. Добыча нефти штанговыми глубиннонасосными установками 1	02
Огляди	07
Соловов В. 1. Современное состояние проблемы моделирования крупномасштабной турбулентности	08
<i>Миронов К. А., Олексенко Ю. Ю.</i> Применение CFD при проектировании элементов проточной части	17
гидротуроины	16
Геферати	22
гефераты	23
ADSTRACTS	28

CONTENTS

Fundamentals	3
Cherkashenko M. V., Vurye B. A., Grinberg Y. I., Bondareva D. B. Analysis of the hydropneumatic units	5
management schemes	4
Rusanov A. V., Khoryev O. N., Kosianov D. Yu., Lynnyk A. V., Sukhorebryi P. N., Riabova S. A. Influence of	2
spatial profiling of the runner blades on flow characteristics in flow part of Kaplan turbine	8
Shubenko A. L., Sarapin V. P., Senetskyi A. V., Sarapina M. V. Energy savings at GDS in co-operation the turbo)
expander and the air of the climate system	15
Zaionchkovskyi H. I. Barilyuk V. I., Rykunich Y. M., Fedorychko Ya. B. Definition of resource of bar elements of compact-sized pneumatic valves with polarized electromagnetic drive	: 20
Cherkashenko M. V., Vurve B. A. Synthesis of schemes of pneumoautomatics on valves	29
Potetenko O. V., Krupa E. S. Complex experimental studies of turbulent flow structure in the flow part elements of	2
high-pressure Francis turbine	33
Lurye Z. Ya., Panchenko A. I., Solovyov V. M., Gasyuk A. I. The influence estimation of the design and	l
operational parameters of gear pump on pulsation due to optimization and numerical modeling	41
Panchenko A. I., Voloshina A. A., Panchenko I. A. Methods of working fluid distribution in planetary hydraulic	;
machines	46
Drankovskiy V. E., Rezvaya K. S., Krupa E. S. Calculating three-dimensional fluid flow in the spiral casing of the	;
reversible hydraulic machine in turbine mode	53
Strutinsky S. V. Workflows and innovative hydrostatic aerostatic spherical joints with adjusting the scope of the	;
provisions of jet	58
Syomin D. O., Rogovyi A. S., Levashov A. M. Influence of spin a pumped over stream on power characteristics of	1
vortex chamber pumps	68
Andrienko P. N., Dmitrienko O. V., Lebedev A. Ju. Improving the energy efficiency of the electro-hydraulic	;
mechatronic module of motion	72
Marakhovsky M. B., Gasiyk A. I., Kuznechova M. M. Analysis of the formation point of optimum mode of high- pressure Francis turbine based on its universal characteristics	77
Drankovskiv V. E., Khavrenko M. J. Determination of design parameters of high-pressure reversible hydraulic	;
machines	81
Shevchenko N. G., Fatieieva N. N., Lazarenko A. O. Efficiency of the pump running depth on the operation	L
characteristics of the rod well pump equipment	85
Shudrik A. L. Using open software application packages for simulation of viscous incompressible fluid	90
Shevchenko S. A., Konokh V. I., Macoter A. P. Gas-dynamic resistance and velocity of sound in the channel with	1
the corrugated wall.	94
Tsentsiper A. I., Kosorukov A. V. Oil production of down hole sucker rod installations	.102
Reviews	.107
Solodov V. G. Current state of the problem of large-scale turbulence modeling	.108
Mironov K. A., Oleksenko Yu. Yu. Application of CFD in design elements flow space of hydroturbine	.116
Реферати	.122
Рефераты	.125
Abstracts	.128

НАУКОВЕ ВИДАННЯ

ВІСНИК НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНІЧНОГО УНІВЕРСИТЕТУ «ХПІ»

Збірник наукових праць

Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати

№ 20 (1192)

Науковий редактор д-р техн. наук, проф. М. В. Черкашенко Технічний редактор канд. техн. наук, доц. Н. М. Фатєєва

Відповідальний за випуск канд. техн. наук І. Б. Обухова

АДРЕСА РЕДКОЛЕГІЇ: 61002, Харків, вул. Фрунзе, 21, НТУ «ХПІ» Кафедра «Гідравлічні машини» Тел.: (057) 707-66-46. Тел./факс: (057) 707-63-49 e-mail: gmntukhpi@gmail.com http://www.kpi.kharkiv.edu/gdm

Обл.-вид. № 15-16.

Підписано до друку 08.04.2016 р. Формат 60×90¹/₈. Папір офсетний 80г/м². Друк цифровий. Умов. друк. арк. 5,5. Обл.-вид. арк. 5,7. Наклад 300. Зам. № . Ціна договірна.

Видавничий центр НТУ «ХПІ». Свідоцтво про державну реєстрацію суб'єкта видавничої справи ДК №3657 від 24.12.2009 р. 61002, Харків, вул. Фрунзе, 21

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