Светлой памяти профессора Эдуарда Георгиевича Братуты Посвящается МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАІНИ Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут»

ВІСНИК

НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНІЧНОГО УНІВЕРСИТЕТУ «ХПІ»

Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати

№ 3 (1112) 2015

Збірник наукових праць

Видання засноване у 1961 р.

Харків НТУ «ХПІ», 2015 Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Збірник наукових праць. Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Х. : НТУ «ХПІ». – 2015. – № 3 (1112). – 162 с.

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

Збірник виходить українською та російською мовами

Вісник Національного технічного університету «ХПІ» внесено до «Переліку наукових фахових видань України, в яких можуть публікуватися результати дисертаційних робіт на здобуття наукових ступенів доктора і кандидата наук», затвердженого Постановою президії ВАК України від 26 травня 2010 р., $N \ge 1 - 05/4$ (Бюлетень ВАК України, $N \ge 6$, 2010 р., с. 3, $N \ge 20$).

Координаційна рада:

Л. Л. Товажнянський, д-р техн. наук, проф. (голова);

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

А. П. Марченко, д-р техн. наук, проф.; Є. І. Сокол, д-р техн. наук, чл.-кор. НАН України;

Є. Є. Александров, д-р техн. наук, проф.; А. В. Бойко, д-р техн. наук, проф.;

Ф. Ф. Гладкий, д-р техн. наук, проф.; М. Д. Годлевський, д-р техн. наук, проф.;

А. І. Грабченко, д-р техн. наук, проф.; В. Г. Данько, д-р техн. наук, проф.;

В. Д. Дмитриєнко, д-р техн. наук, проф.; І. Ф. Домнін, д-р техн. наук, проф.;

В. В. 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, академік НАНУ, дійсний чл. АН України;

А. В. Русанов, д-р техн.наук, проф.; 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, чл.-кор. НАНУ

Рекомендовано до друку Вченою радою НТУ «ХПІ». Протокол № 1 від 30 січня 2015 р.

УДК 621.225

М.В. ЧЕРКАШЕНКО, д-р техн. наук; проф. НТУ «ХПИ»; *К.А. ПОЛУШКИН*, аспирант НТУ «ХПИ»

СИНТЕЗ ГИДРОПНЕВМОАГРЕГАТОВ С ПАРАЛЛЕЛЬНЫМИ АЛГОРИТМАМИ РАБОТЫ

Предлагается метод проектирования гидропневмоагрегатов с параллельными алгоритмами работы, основанный на методах М. В. Черкашенко полной минимизации стандартной позиционной структуры, получения минимального графа операций и синтеза на основании матрицы соответствий минимальной системы уравнений, построения схемы с использованием методов безраздельной декомпозиции уравнений. В качестве математического описания системы управления используется язык графов операций С. А. Юдицкого. Полученный минимальный граф операций позволяет полностью минимизировать стандартную структуру и синтезировать минимальные уравнения для построения минимальной схемы системы управления алгоритмами работы.

Ключевые слова: гидропневмоагрегат, параллельные алгоритмы работы, позиционная структура, пневматическая система управления, автоматический манипулятор.

Введение. При синтезе схем гидропневмоагрегатов используется стандартная позиционная структура, имеющая известные преимущества. Частичная минимизация стандартной позиционной структуры предложена во многих работах, так, например, Юдицкого С.А., Goedecke W.D., Belforte G., Рейдзо Я. и др. Метод полной минимизации стандартной позиционной структуры предложен Черкашенко М.В. в работах [1÷3]. Он основан на синтезе минимального графа операций [1÷3] и синтезе уравнений с использованием матрицы соответствий [1, 4].

В основу метода полной минимизации стандартной позиционной структуры положена также структурная организация системы уравнения гидропневмоагрегатов, описанная в [5].

Задача синтеза схем с учетом параллелизма их работы рассматривалась в работе [6], но в этой работе в основу была положена стандартная позиционная структура без учета ее минимизации, что в результате приводило к избыточным схемам.

В настоящей статье предлагается метод проектирования схем гидропневмоагрегатов с учетом параллелизма работы при использовании полной минимизации стандартной позиционной структуры.

Позиционная структура с учетом параллелизма работы гидропневмоагрегатов. Обобщенная структура управления гидропневмоагрегатов представлена на рис. 1 [7]. Структура содержит матрицу 1 совпадений, вход 2, выход 3 матрицы 1, вход 4 матрицы 5 разделения включений микрокоманд, регистр 6, элементы ИЛИ 7, триггеры 8, элемент ИЛИ 9, входы 10 матрицы 1 совпадений, выходы 11 матрицы 12 включений, выходы 13 регистра 6, входы 14 и 15 и выход 16 устройств микрокоманд, основное устройство 17 микрокоманд, дополнительное устройство 18 микрокоманд и элемент ИЛИ 19, один из входов которого соединен со вторым выходом регистра основного устройства микрокоманд, его другой вход соединен с первым выходом регистра дополнительного устройства, а его выход соединен с первым элементом ИЛИ основного устройства, а также исполнительные устройства 20.

На основе такой структурной организации (рис. 1) возможно синтезировать схемы гидропневмоагрегатов, используя методы полной минимизации стандартной

© М.В. Черкашенко, К.А. Полушкин 2015

позиционной структуры.

проектирования Метод рассмотрим примере на пневмоагрегата автоматического манипулятора. Исходные данные к проектированию пневматической управления автоматическим манипулятором системы приведены ниже. Исполнительными устройствами (ИУ) автоматического манипулятора служат пневмоцилиндры Ц1, Ц2, Ц3, Ц4 и пневмоэлектропреобразователь (ПЭ), которым соответствуют выходы Z1, Z2, Z3, Z4, Z5. Их исходные положения контролируются конечными выключателями (ВК) x2, x4, x6, x8 соответственно, а конечные положения -ВК x_3 , x_5 , x_7 , x_9 , x_{10} соответственно (ВК x_{10} контролирует включенное состояние рольганга).



Рис. 1 – Позиционная структура управления гидропневмоагрегатов

Цикл работы начинается с нажатия на кнопку пуска $x_1 = 1$. При этом происходит захват заготовки $Z_1 = 1$. В конечном положении цилиндр Ц₁ воздействует на ВК x_3 . По сигналу $x_3 = 1$ осуществляется выдвижение руки $Z_2 = 1$ и поворот руки $Z_3 = 1$. При наличии сигнала от ВК $x_5 = 1$ включается рольганг $Z_5 = 1$, а от ВК $x_7 = 1$ происходит разжим заготовки $\overline{Z}_1 = 1$. В конце хода шток цилиндра Ц₅ воздействует на ВК x_{11} и по сигналу $x_{11} = 1$ рука задвигается $\overline{Z}_2 = 1$. Параллельно этому по сигналу $x_2 = 1$ корпус манипулятора поворачивается $Z_4 = 1$, проверяя наличие бракованных изделий, далее по сигналу $x_9 = 1$ корпус манипулятора разворачивается обратно $\overline{Z}_4 = 1$. Поворот руки обратно ($\overline{Z}_3 = 1$) и выключение рольганга ($\overline{Z}_5 = 1$) осуществляется по сигналу $x_4 = 1$. При любом положении ИУ нажатием на кнопку P_{cmon} все ИУ возвращаются в исходное положение. Назначение ИУ, а также их взаимодействие с входными устройствами показаны в табл. 1.

Таблица 1

Назначение исполнительных устройств и их взаимодействие с входными устройствами					
Выходные сигно	алы	Входные	е сигналы		
Наименование операции	Обозначение	Исходное положение	Конечное положение		
Захват заготовки	Z_1	x_2	x_3		
Выдвижение руки	Z_2	x_4	x_5		
Поворот руки	Z_3	x_6	x_7		
Поворот корпуса	Z_4	x_8	<i>X</i> 9		
Включение рольганга	Z_5	-	x_{10}		

Формализация описания работы систем гидропневмоагрегатов позволяет перейти от словесного описания работы системы к математическому описанию, необходимому для осуществления структурного синтеза схемы системы управления (СУ). Формализованное описание схемы представляется в виде графа операций (рис. 2) [6].



Рис. 2 – Граф операций

Минимизация системы управления [1÷4]. Следующий этап проектирования после составления формализованного описания – структурный синтез, а именно получение минимального графа операций и минимизированной системы уравнений.

Переходим к минимизации уравнений на основании матрицы соответствий (MC) [4]. МС для общих контуров графа операций имеет вид

	x_1	<i>x</i> ₃	
$x_2 x_4 x_6 x_8$	0	0	Ø
$x_1 x_2 x_4 x_6 x_8$	1	0	Z_1
$x_3 x_4 x_6 x_8$	0	1	Z_2Z_3

Здесь столбцы отвечают сигналам, вызывающим переходы СУ, а строки – входным наборам. На пересечении строки *i* и столбца *j* элемент МС $r_{ij} = 1$, если все входные сигналы УА, отвечающие столбцу *j*, входят во входной набор УА, который отвечает строке *i*; $r_{ij} = 0$ – в остальных случаях. Жирными единицами отмечены переходы.

Уравнения включения ИУ получаем в сборках логических выражений, записанных сверху МС для соответствующего жирной единице МС выхода.



Рис. 3 – Схема управления пневмоагрегата автоматического манипулятора

Для двух параллельных участков используем два командоаппарата. Проверяем отсутствие сигнала включения x_7 первого командоаппарата и – сигнала включения x_5 второго командоаппарата во входных наборах общего контура графа операций. Окончательно имеем следующую систему уравнений:

 $S'_{1} = x_{7}; S'_{2} = y'_{1}x_{2}; S'_{3} = y'_{2}x_{9}; R'_{1} = y'_{2}; R'_{2} = y'_{3}; R'_{3} = y'_{1}; S''_{1} = x_{5}; S''_{2} = y'_{1}x_{10}; S''_{3} = y''_{2}x_{4}; R''_{1} = y''_{2}; R''_{2} = y''_{3}; R''_{3} = y''_{1}; Z_{1} = y_{3}y_{3}" x_{2} x_{4} x_{6} x_{8} + x_{1}; \overline{Z}_{1} = y_{1}'; Z_{2} = x_{3}; \overline{Z}_{2} = y_{2}"; Z_{3} = x_{3}; \overline{Z}_{3} = y_{3}"; Z_{4} = y_{2}'; \overline{Z}_{4} = y_{3}'; Z_{5} = y_{1}"; \overline{Z}_{5} = y_{3}".$

В общем случае система уравнений может быть реализована, как описано в [8, 9]. Полученная система уравнений реализуется с учетом совмещения функциональных и логических возможностей входных устройств [10]. Пневматическая схема управления манипулятора представлена на рис. 3.

Выводы. Предложенный метод проектирования гидропневмоагрегатов с параллельными алгоритмами работы может быть использован в народном хозяйстве с большим технико-экономическим эффектом, так как позволяет значительно упростить схемы гидропневмоагрегатов с параллельными алгоритмами работы по сравнению с построенными известными методами, не использующими минимизированную структуру системы управления.

Список литературы: 1. Черкашенко, М. В. Построение гидравлических дискретных управляющих устройств роботов и машин-автоматов [Текст] / М. В. Черкашенко // Доклады всесоюзного научнотехнического совещания по применению гидравлической автоматики в промышленности, 18-20 окт. 1977. – М. : Институт проблем управления АН СССР, 1977. – С. 217–220. 2. Cherkashenko, M. V. Computer–aided design of diskret control fluid pover system [Text] / M. V. Cherkashenko // 2 Internationales Fluidtechnishes colloquium. Germany, 16-17 marz 2000. Band 1. - P. 495-500. 3. Cherkashenko, M. V. Synthesis of discrete control systems of industrial robots [Text] / M. V. Cherkashenko [etc.] // Automation and Remote Control (USA). - 1981. - V42. - №5. - Р. 676-680. 4. Черкашенко, М. В. Метод логического проектирования дискретных систем управления машин-автоматов с пневмо- или гидроприводом [Текст] / М.В.Черкашенко // Пневматика и гидравлика. Приводы и системы управления. – М. : Машиностроение, 1981. – Вып. 8. – С. 181–189. 5. Устройство микрокоманд для систем пневмо- и гидроприводов [Текст] : a.c. 1166064 : СССР, МПК⁴G05B19/40 / М. В. Черкашенко [и др.] (СССР). -№ 3632972/24-24 ; заявл. 30.05.83 ; опубл. 07.07.85, Бюл. № 25. – 3 с. 6. Юдицкий, С. А. К вопросу описания и синтеза дискретных систем промышленной автоматики [Текст] / С.А. Юдицкий // Техническая кибернетика. – 1976. – №1. – С. 131–141. 7. Пристрій для управління гідропневмоагрегатів [Текст] : заявка № и 2014 06052 : Україна, МПК G05B19/045 / Черкашенко М. В., Полушкін К. О. ; Заявник та патентовласник НТУ «ХПІ». – № 9343695 ; заявл. 02.06.2014 ; затв. 20.08.2014. 8. Cherkashenko, M. Synthesis of schemes of hydraulic and pneumatic automation [Text] / M. Cherkashenko // International Fluid Power Symposium. Aachen, Germany, March 20-22, 2006. - Fundamentals. The report N 1. - P. 147-154. 9. Cherkashenko, M. Universal devices for building pneumatic control circuits for industrial robots and automatic machines [Text] / M. Cherkashenko // Soviet engineering research (England). -1985. – V5. – №2. – Р. 29–31. 10. Черкашенко, М. В. Синтез минимальных схем гидропневмоагрегатов [Текст] / М. В. Черкашенко. – М. : Пневмогидромашины, 2013. – 265 с.

Bibliography (transliterated): 1. Cherkashenko, M. V. "Postroenie gidravlicheskih diskretnyh upravljajushhih ustrojstv robotov i mashin-avtomatov." *Doklady vsesojuznogo nauchno-tehnicheskogo soveshhanija po primeneniju gidravlicheskoj avtomatiki v promyshlennosti.* 18–20 Oktober. Moscow: Institut problem upravlenija AN SSSR, 1977. 217–220. Print. **2.** Cherkashenko, M. V. "Computer–aided design of diskret control fluid pover system." 2 Internationales Fluidtechnishes colloquium. Germany. 16-17 Marz. No. 1. 2000. 495-500. Print. 3. Cherkashenko, M. V. "Synthesis of discrete control systems of industrial robots." Automation and Remote Control. USA. 42.5 (1981): 676-680. Print. 4. Cherkashenko, M. V., et al. "Metod logicheskogo proektirovanija diskretnyh sistem upravlenija mashin-avtomatov s pnevmo- ili gidroprivodom." Pnevmatika i gidravlika. Privody i sistemy upravlenija. Vol. 8. Moscow: Mashinostroenie, 1981. 181-189. Print. 5. Cherkashenko, M. V., et al. Ustrojstvo mikrokomand dlja sistem pnevmo- i gidroprivodov. USSR Patent, A. s. 1166064 (MIIK⁴G05B19/40). 7 July 1985. Print. 6. Judickij, S. A. "K voprosu opisanija i sinteza diskretnyh promvshlennoi avtomatiki." Tehnicheskaia kibernetika. No. 1. 1976. 131-141. sistem Print 7. Cherkashenko, M. V., and K. O. Polushkin. Pristrij dlja upravlinnja gidropnevmoagregativ. Ukraine Patent no. u201406052 (MPK G05B19/045). 20 August 2014. 8. Cherkashenko, M. "Synthesis of schemes of hydraulic and pneumatic automation." International Fluid Power Symposium. Fundamentals. Aachen, Germany. 20-22 March. No. 1. 2006. 147-154. Print. 9. Cherkashenko, M. "Universal devices for building pneumatic control circuits for industrial robots and automatic machines." Soviet engineering research. England. 5.2 (1985): 29-31. Print. 10. Cherkashenko, M. V. Sintez minimal'nyh shem gidropnevmoagregatov. Moscow: Pnevmogidromashiny, 2013. Print.

Поступила (received) 23.12.2014

УДК 621.224

А.В. РУСАНОВ, д-р техн. наук; проф. ИПМаш НАН Украины; Харьков; *О.Н. ХОРЕВ*, канд. техн. наук; с.н.с. ИПМаш НАН Украины; Харьков; *А.В. ЛИННИК*, главный конструктор гидротурбин ОАО «Турбоатом»; Харьков; *П.Н. СУХОРЕБРЫЙ*, канд. техн. наук; с.н.с. ИПМаш НАН Украины; Харьков

ВЛИЯНИЕ ПРОСТОГО ОКРУЖНОГО НАВАЛА ЛОПАСТЕЙ РАБОЧЕГО КОЛЕСА ОСЕВОЙ ГИДРОТУРБИНЫ ПЛ20 НА ГИДРОДИНАМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ

Представлены результаты численного исследования и анализ влияния простого окружного навала лопасти рабочего колеса осевой гидромашины ПЛ20 на структуру потока и гидродинамические характеристики проточной части. Приведены зависимости потерь энергии в рабочем колесе и значения КПД проточной части при оптимальном режиме работы от величины навала. Показано, что для исследуемой проточной части применение навала позволило повысить значение максимального КПД на оптимальном режиме. Расчеты выполнены с использованием программного комплекса *IPMFlow*.

Ключевые слова: гидротурбина, проточная часть, пространственное профилирование, окружной навал лопасти, рабочее колесо, гидродинамическое совершенствование.

Введение

Одним из главных требований, предъявляемых к новым и модернизируемым гидротурбинам, является их высокая экономичность. Перспективным способом повышения эффективности проточных частей (ПЧ) гидромашин является их гидродинамическое усовершенствование за счет пространственного профилирования основных элементов ПЧ. Наиболее распространенными видами пространственного профилирования в турбостроении являются окружной и осевой навалы лопаток направляющего аппарата (НА) и лопастей рабочего колеса (РК) [1]. 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 высоте линейно отклоняются относительно оси; если нелинейно, то такой навал называется сложным.

Применяемые в практике отечественного гидротурбостроения методы расчетов элементов ПЧ не дают возможность оценить влияние навалов лопастных систем. Для подобных исследований необходимо использование методов математического моделирования пространственных вязких течений. В статье представлены результаты численного исследования влияния простого окружного навала лопастей РК осевой гидромашины ПЛ20 Кременчугской ГЭС на структуру течения и гидродинамические характеристики ПЧ.

Объект исследования. Методика проведения численного эксперимента

В качестве объекта исследования рассмотрена ПЧ часть осевой поворотнолопастной гидротурбины ПЛ20 Кременчугской ГЭС [2]. Расчетная область состоит из 32 лопаток направляющего аппарата (НА) симметричного профиля УІІ-32-2 высотой $b_0=0,4D_1$, диаметром расположения осей поворота лопаток $D_0=1,1625D_1$; РК ПЛ 20/3271у-В с диаметром втулки $d_{\rm BT}=0,37D_1$ и числом лопастей $z_1=4$, а также диффузора отсасывающей трубы.

Исследования выполнены с помощью программного комплекса IPMFlow,

позволяющего моделировать пространственные вязкие течения несжимаемой жидкости в проточных частях гидротурбин на основе численного интегрирования уравнений Рейнольдса с дополнительным членом, содержащим искусственную сжимаемость. Для учета турбулентных эффектов применяется дифференциальная двухпараметрическая модель *SST* Ментера. Численное интегрирование уравнений проводится с помощью неявной квазимонотонной схемы Годунова второго порядка точности по пространству и времени. Подробное описание математической модели и численного метода представлено в работах [3, 4].

Физическая область отображается на расчетную с использованием структурированной сетки *H*-типа с числом ячеек 72×72×(100+200)=1.555.200.

Численные исследования проведены для модели с диаметром РК $D_1=1$ м при напоре H=1 м при оптимальном режиме: открытие НА $a_0=56,52$ мм, значение угла установки лопасти РК $\varphi_{\pi}=15^{\circ}$, приведенный расход $Q_1'=1117,9$ л/с, приведенная частота вращения $n_1'=152,9$ мин⁻¹, угол потока на входе $\alpha_{\pi}=38,9^{\circ}$ [2].

Исследование влияния простого окружного навала лопасти РК

Численные исследования проведены для расчетных областей с исходной лопастью РК (навал $\phi=0^{\circ}$) и шестью вариантами простого окружного навала (навалы $\phi=-30^{\circ}$; -20° ; -10° ; $+10^{\circ}$; $+20^{\circ}$; $+30^{\circ}$). На рис. 1 представлена схема простого окружного навала и вид в плане исходной и «наваленных» лопастей РК.



Рис. 1 – Схема простого окружного навала лопасти РК

На рис. 2 приведены распределения изолиний статического давления в плоскости, перпендикулярной оси вращения и расположенной в среднем сечении межлопастного канала РК для трех значений окружного навала: исходного и максимальных положительного и отрицательного. Видно, что градиент давления выше на стороне разрежения, а навал оказывает заметное влияние на положение изолиний давления: при отрицательном значении навала они сдвигаются в сторону разрежения, при положительном – в сторону давления. Наблюдается также изменение распределения давления на рабочих поверхностях РК.



Рис. 2 – Изолинии давления в среднем поперечном сечении межлопастного канала РК для трех значений окружного навала

На рис. 3 приведено распределение статического давления на поверхностях лопасти периферийной области (90 % ширины канала) РК для трех вариантов окружного навала. При простом окружном навале периферийный участок лопасти подвергается наибольшей деформации. Из приведенного рисунка видно, что наибольшее влияние пространственное профилирование оказывает на обтекание входного участка лопасти, где в результате применения навала значительно меняется перепад давления: увеличивается при отрицательном навале и уменьшается при положительном. Дальнейшее увеличение отрицательного навала может привести к образованию локальных зон разряжения на входном участке и, как следствие, ухудшению кавитационных качеств РК. На стороне давления, отрицательный – к понижению. На стороне разрежения навалы существенно изменяют эпюры давления на первой половине сечения и мало влияют на второй.



Рис. 3 – Распределение давления вдоль периферийного сечения РК при разных значениях окружного навала

На рис. 4 приведено распределение осредненного по шагу абсолютного полного давления (энергии) по ширине канала в среднем поперечном сечении межлопастного канала РК (то же сечение, что и на рис. 2) при разных значениях окружного навала. Видно, что навалы приводят к заметному перераспределению энергии по ширине канала. Отрицательные навалы повышают уровень энергии в области втулки и понижают на периферийном участке. При положительных навалах картина противоположная. Таким образом, применяя окружной навал, можно добиться более равномерного распределения энергии по ширине канала. В исследуемом РК ПЛ 20/3271у-В наиболее равномерное распределение энергии получено при отрицательном навале $\phi = -10^{\circ}$.



Рис. 4 – Распределение осредненного по шагу абсолютного полного давления по ширине канала в среднем поперечном сечении межлопастного канала РК при разных значениях окружного навала



Рис. 5 – Зависимость потерь в РК и КПД проточной части от величины окружного навала

Проведенные расчеты позволили определить потери энергии в элементах ПЧ и значение КПД расчетной области. Потери в НА практически не меняются при навалах

и составляют $h_{\rm HA}$ =0,91...0,92 %. На рис. 5 приведены зависимости потерь энергии в рабочем колесе и КПД исследуемой расчетной области (без учета спиральной камеры со статором и отсасывающей трубы) от величины навала. Как видно из рисунка, изменения структуры потока в результате применения окружного навала (рис. 2÷4) приводят к изменению энергетических характеристик. Минимальное значение потерь в РК получено при навале φ =-10°. При этой же величине навала наблюдается и наибольшее значение КПД.

Выводы

Выполнено численное исследование влияния простого окружного навала лопасти рабочего колеса осевой гидротурбины ПЛ20 Кременчугской ГЭС на структуру потока и интегральные характеристики проточной части. В результате установлено, что при применении навала:

 меняется положение изолиний статического давления в межлопастном канале РК;

– существенно меняется вид эпюр давления на поверхностях лопасти, особенно в районе входной кромки;

- возможно выровнять распределение энергии по ширине канала;

– возможно добиться снижения потерь в РК и повышения максимального значения КПД при оптимальном режиме современной высокоэффективной проточной части Кременчугской ГЭС.

В дальнейшем планируется провести исследования влияния сложных форм навалов на структуру потока и гидродинамические показатели гидротурбин.

Список литературы: 1. Русанов, А. В. Влияние сложного навала рабочих и направляющих лопаток ЦВД паровой турбины на аэродинамические характеристики проточной части [Текст] / А. В. Русанов, Ю. П. Волков // Компрессорное и энергетическое машиностроение. – 2008. – Вып. 3 (13). – С. 93–97. **2.** Русанов, А. В. Математическое моделирование течения жидкости и анализ характеристик потока в подводе гидротурбины ПЛ20 Кременчугской ГЭС [Текст] / А. В. Русанов, А. В. Линник, П. Н. Сухоребрый, О. Н. Хорев, А. В. Рябов // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Сер. Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2014. – Вип. 1 (1044). – С. 41–48. **3.** Русанов, А. В. Численное моделирование течений вязкой несжимаемой жидкости с использованием неявной квазимонотонной схемы Годунова повышенной точности [Текст] / А. В. Русанов, Д. Ю. Косьянов // Восточ.-Европ. журн. передовых технологий. – 2009. – №5. – С. 4–7. **4.** Русанов, А. В. Математическое моделирование нестационарных газодинамических процессов в проточных частях турбомашин [Текст] : моногр. / А. В. Русанов, С. В. Ершов. – Харьков: Ин-т пробл. машиностроен. НАН Украины, 2008. – 275 с.

Bibliography (transliterated): 1. Rusanov, A. V., and Ju. P. Volkov. "Vlijanie slozhnogo navala rabochih i napravljajushhih lopatok CVD parovoj turbiny na ajerodinamicheskie harakteristiki protochnoj chasti." *Kompressornoe i jenergeticheskoe mashinostroenie.* No. 3(13). 2008. 93–97. Print. **2.** 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. **3.** 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. **4.** 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.

Поступила (received) 23.12.2014

УДК 621.165

В.И. ГНЕСИН, д-р техн. наук; проф. ИПМаш НАН Украины; Харьков; **Л.В. КОЛОДЯЖНАЯ**, д-р техн. наук; проф. ИПМаш НАН Украины; Харьков; **А.А. КОЛЕСНИК**, вед. инженер ИПМаш НАНУ; Харьков

ВЛИЯНИЕ ОТНОСИТЕЛЬНОГО ОКРУЖНОГО РАСПОЛОЖЕНИЯ СТАТОРОВ НА АЭРОУПРУГОЕ ПОВЕДЕНИЕ ЛОПАТОЧНОГО ВЕНЦА В ПОЛУТОРНОЙ КОМПРЕССОРНОЙ СТУПЕНИ

Представлены результаты численного анализа аэроупругого поведения вибрирующего лопаточного венца компрессорной ступени в трехмерном потоке идеального газа с учетом аэродинамического взаимодействия статор0 – ротор – статор1. Численный метод основан на решении связанной задачи нестационарной аэродинамики и упругих колебаний лопаток для нестационарного пространственного потока газа через взаимно движущиеся лопаточные венцы полуторной ступени осевого компрессора. Показано, что относительное окружное расположение двух статоров влияет на нестационарные нагрузки и режимы колебаний лопаток.

Ключевые слова: лопаточный венец, компрессорная ступень, идеальный газ, численный анализ, аэродинамическая сила.

Введение

Аэродинамическое взаимодействие лопаточных венцов в многоступенчатой турбомашине приводит к возникновению высоких нестационарных аэродинамических нагрузок, которые, в свою очередь, существенно влияют на аэроупругое поведение лопаток. Проблема прогнозирования аэроупругого поведения лопаток и аэроупругой неустойчивости (флаттер, резонансные колебания) приобретает особую важность при разработке высоконагруженных компрессорных и вентиляторных венцов.

Ha нестационарность аэродинамических полей в многоступенчатой турбомашине существенное влияние оказывает взаимодействие волн возмущений, распространяющихся вверх и вниз по потоку относительно вращающегося лопаточного венца. Очевидно, что одним из способов влияния на взаимодействие волн и соответственно на уровень нестационарных явлений изменение является относительного окружного расположения статоров смежных ступеней.

Экспериментальному и расчетному исследованию влияния относительного окружного расположения статоров смежных ступеней на интегральные аэродинамические характеристики турбин высокого и низкого давления посвящены работы [1÷6]. Эта проблема является также актуальной для осевых компрессоров. Подробный обзор влияния относительного расположения двух статоров на аэродинамические характеристики осевых компрессоров приведен в работах [7, 8].

Следует отметить, что практически все работы посвящены исследованию аэродинамических эффектов в полуторной ступени без учета обратной связи колеблющихся лопаток на поток, за исключением [9], в которой рассматривались аэромеханические аспекты полуторной ступени трансзвуковой турбины. Однако при таком подходе не могут быть исследованы самовозбуждающиеся колебания лопаток (автоколебания, флаттер), которые характеризуются непрерывным обменом энергией между потоком и лопатками и поэтому не могут быть изучены в рамках раздельно рассматриваемых физических сред.

В последнее время развиты новые подходы для исследования

© В.И. Гнесин, Л.В. Колодяжная, А.А. Колесник, 2015

самовозбуждающихся колебаний изолированного лопаточного венца [10] или лопаточного венца ступени осевой турбины [11], основанные на последовательном интегрировании во времени уравнений движения газа и колебаний лопаток с обменом информацией на каждой итерации.

Целью данной работы является численный анализ аэроупругого поведения вибрирующего лопаточного венца осевой компрессорной ступени в трехмерном потоке идеального газа с учетом аэродинамического взаимодействия.

Постановка задачи

Трехмерный трансзвуковой поток невязкого нетеплопроводного газа через полуторную ступень осевого компрессора рассматривается в физической области (рис. 1), включающей статор 0 (СТ0), рабочее колесо (ротор), вращающееся с постоянной угловой скоростью, статор 1 (СТ1) и описывается полной системой нестационарных уравнений Эйлера, представленной в интегральной форме законов сохранения [11]. Цифрами на рис. 1 обозначены исходные сечения, формирующие лопатки ротора и двух статоров (рис. 2).



Учитывая непериодичность потока в окружном направлении, следует в расчетную область включать все лопатки СТ0, ротора и СТ1. Расчетная область содержит три подобласти, имеющие общие зоны в осевых зазорах. В каждой из подобластей геометрические и аэродинамические характеристики ротора и статоров описываются в относительной или абсолютной системах координат, жестко связанных с ротором или статором соответственно.

Разностная сетка разбивается на $(k_1 + k_2 + k_3)$ – сегментов, где k_1 , k_2 , k_3 – взаимно простые натуральные числа, пропорциональные числам лопаток СТО, ротора и СТ1 $(k_1 : k_2 : k_3 = z_{CT0} : z_{pot} : z_{CT1})$. Каждый сегмент включает одну лопатку и имеет протяженность в окружном направлении, равную шагу статора или ротора. Вся расчетная область имеет угловую протяженность в окружном направлении:



Рис. 2 – Тангенциальные сечения: а – СТО; б – ротор; в – СТ1

Очевидно, что в каждый момент времени структура потока в компрессорной ступени характеризуется периодичностью на угловом шаге *T*.

Каждый из сегментов расчетной области дискретизируется с использованием гибридной *H-O* разностной сетки для каждого из каналов ротора или статора. На рис. 3 показаны фрагменты разностной сетки в тангенциальной плоскости на среднем радиусе. При этом разностная сетка в каналах статора и внешняя *H*-сетка в канале ротора остаются недеформированными в течение всего расчета, а внутренняя *O*-сетка в канале ротора перестраивается на каждой итерации по заданному алгоритму в соответствии с перемещением колеблющейся лопатки.

Для численного интегрирования исходных уравнений применяется разностная схема Годунова-Колгана 2-го порядка точности по координатам и времени, обобщенная на случай произвольной пространственной деформируемой разностной сетки [11].

Постановка граничных условий основана на одномерной теории характеристик. В общем случае, когда осевая скорость потока является дозвуковой, в качестве граничных условий принимаются:

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

- на выходе - статическое давление.

Граничные условия дополняются соотношениями на характеристиках во входном и выходном сечениях расчетной области [11].

Динамическая модель колеблющейся лопатки описывается с использованием модального подхода [10, 11].

Численный анализ

Численный анализ проведен для полуторной компрессорной ступени, состоящей из 42 лопаток СТО, 28 лопаток ротора и 35 лопаток СТ1. Таким образом, расчетная область (зона периодичности) включает $6 \times 4 \times 5$ лопаток СТО, ротора и СТ1 соответственно. Плотность разностной сетки в межлопаточных каналах каждого из лопаточных венцов равна $10 \times 40 \times 84$, $10 \times 60 \times 78$ и $10 \times 48 \times 74$ расчетных ячеек в радиальном, окружном и осевом направлениях в каналах СТ0, ротора и СТ1 (рис. 3).



Рис.3 – Разностная Н-О сетка (тангенциальное сечение)

При расчете колебаний лопаток ротора учитывались первые 5 собственных форм колебаний. Собственные частоты для каждой из собственных форм приведены в таблице 1.

Таблица 1

Собственные частоты					
Собственная форма	1	2	3	4	5
Частота v, Гц	540	1620	2160	3240	4320

В данной работе приведены результаты численного анализа нестационарных аэродинамических характеристик полуторной компрессорной ступени для двух вариантов при различных относительных окружных расположениях СТ0 и СТ1:

вариант А – исходное расположение, как показано на рис. 3;

– вариант Б – СТ0 сдвинут в направлении вращения ротора на $\frac{1}{3}$ шага СТ1.

Граничные условия для всех вариантов приняты:

– на входе в статор СТ1: $p_0 = 101000 \text{ Па}$; $T_0 = 288 \text{ K}$;

– на выходе за статором CT1 – статическое давление меняется вдоль радиуса $p_2 = 93000 \div 96000 \text{ Па}$;

-число оборотов ротора *n* = 15400 мин⁻¹.

Осредненные по времени значения нестационарных аэродинамических нагрузок (окружная сила Fy, осевая сила Fz и момент M относительно центра тяжести лопатки), действующих на периферийный слой рабочей лопатки ($\frac{1}{10}$ длины лопатки), и деформации периферийного сечения (перемещения: в окружном направлении hy, в осевом hz и угол поворота φ) представлены в таблице 2.

Таблица 2

		P P P P P P P P P P P P P P P P P P P			-F T-F	
Вариант —	Аэродинамические нагрузки			Перемещения		
	Fy, H	Fz, H	<i>М</i> , Нм	<i>h</i> y, мм	<i>h</i> z, мм	ф, градус
А	-7,21	-7,47	-0,051	-0,135	-0,127	-0,070
Б	-7,57	-7,89	-0,057	-0,139	-0,131	-0,073

Осредненные значения аэродинамических нагрузок и перемещений в периферийном сечении

Как видно из табл. 2, осредненные значения аэродинамических нагрузок и деформаций рабочей лопатки практически не зависят от относительного расположения двух статоров.

На рис.4÷5 представлены графики нестационарных аэродинамических нагрузок, действующих на периферийный слой рабочей лопатки в течение шести полных оборотов ротора, а также их амплитудно-частотные спектры.

Для анализа нестационарных характеристик использовано преобразование Фурье [10].

В данном расчете частота вращения ротора $v_{por} = 256 \ \Gamma \mu \ (n = 15400 \ \text{мин}^{-1});$ время шести оборотов ротора 0,0234 с; частота 1-й гармоники в преобразовании Фурье 42,67 Гц.

Как видно из графиков, основной вклад в нестационарные составляющие аэродинамических нагрузок вносят две гармоники, соответствующие двум бегущим распространяющимся волнам, вверх по потоку с частотой $v_{pot} \times z_{CT1} = 256 \times 35 = 8960$ Гц И вниз по потоку с частотой $v_{por} \times z_{CT0} = 256 \times 42 = 10752$ Гц, где z_{CT0} и z_{CT1} – числа лопаток первого и второго статоров. Амплитуды основных гармоник для окружной силы составляют 1÷3 % от средних значений, для осевой силы 2÷3 %, для аэродинамического момента 5÷20 %. Максимальные значения амплитуды нестационарных нагрузок для осевой и окружной сил имеют место в периферийном слое и уменьшаются к корню лопатки, в то время как амплитуды нестационарного момента принимают максимальные значения в среднем сечении и уменьшаются к корню и периферии.

Наряду с амплитудами основных гармоник (v = 8460 Гц и v = 10752 Гц) наблюдаем присутствие гармоник с кратными частотами v = 16920 Гц и v = 21500 Гц.

На рис. 6÷7 представлены колебания периферийного сечения рабочей лопатки (в окружном и осевом направлениях и угол поворота) в течение шести оборотов ротора и амплитудно-частотные спектры колебаний лопатки. Как видно из графиков, основной вклад в изгибные колебания вносят автоколебания с частотой ~380 Гц, в то время как крутильные колебания включают гармоники с частотами 380, 1080 и 1510 Гц.

Следует обратить внимание, что вынужденные колебания с частотами 8460 и 10752 Гц являются пренебрежимо малыми.



Рис. 4 – Аэродинамическая нагрузка в периферийном слое рабочей лопатки (вариант А): *а* и б – окружная сила; *в* и *г* – осевая сила; *д* и *е* – аэродинамический момент

Как показал численный анализ, нестационарные аэродинамические нагрузки и колебания лопаток незначительно изменяются при относительном сдвиге двух статоров. Минимальный уровень амплитуд колебаний лопаток соответствует варианту А, максимальный – варианту Б.







Рис. 6 – Колебания периферийного сечения рабочей лопатки (вариант А): *а* и б – в окружном направлении; *в* и *г* – в осевом направлении; *д* и *е* – угол поворота



Рис.7 – Колебания периферийного сечения рабочей лопатки (вариант Б): *а* и *б* – в окружном направлении; *в* и *г* – в осевом направлении; *д* и *е* – угол поворота

Выводы. Выполнен численный анализ аэроупругого поведения лопаточного венца ротора осевого компрессора в составе полуторной ступени (СТ0+ротор+СТ1).

Показано влияние относительного окружного расположения двух статоров на нестационарные аэродинамические нагрузки и режимы колебаний лопаток.

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

Список литературы: 1. Huber, F. W. Performance Improvement Through Indexing of Turbine Airfoils; Part 1 – Experimental Investigation [Text] / F. W. Huber, P. D. Johnson, O. P. Sharma, J. B. Staubach and S. W. Gaddis // ASME J. Turbomachines. - 1996. - 118. - P. 630-635. 2. Griffin, L. W. Performance Improvement Through Indexing of Turbine Airfoils; Part 2 – Numerical Simulation [Text] / L. W. Griffin, F. W. Huber and O. P. Sharma // ASME J. Turbomachines. - 1996. - 118. - P. 636-642. 3. Reinmoller, U. Clocking Effects in a 1.5 - Stage Axial Turbine Steady and Unsteady Experimental Investigations Supported by Numerical Simulations [Text] / U. Reinmoller and R. Niehuis // ASME J. Turbomachines. - 2002. - 124. -P. 52-58. 4. Haldemann, C. W. Experimental Investigation of Vane Clocking in a One and 1/2 Stage High Pressure Turbine [Text] / C. W. Haldemann // ASME J. Turbomachines. - 2005. - 127. - P. 512-521. 5. Konig, S. Experimental Investigation of the Clocking Effect in a 1.5 - Stage Axial Turbine - Part 1: Time Averaged Results [Text] / S. Konig, B. Stoffel, M. T. Schobeiri // ASME J. Turbomachines. - 2009. - 131. -P. 021003-1-12. 6. Konig, S. Experimental Investigation of the Clocking Effect in a 1.5 - Stage Axial Turbine -Part 2: Unsteady Results and Boundary Layer Behaviour [Text] / S. Konig, B. Stoffel, M. T. Schobeiri // ASME J. Turbomachines. - 2009. - 131. - P. 021004-1-8. 7. Walker, G. J. Periodic Transition on an Axial Compressor Stator-Incidence and Clocking Effects, Part 1 and Part 2 [Text] / G. J. Walker, J. D. Hughes and W. J. Solomon // ASME Paper No 98-GT-363 and 98-GT-364. - 1998. 8. Dorney, D. J. Full Annulus Simulations of Airfoil Clocking in a 1.5 - Stage Axial Compressor [Text] / D. J. Dorney // Intern. J. Turbo Jet Engines. - 1999. - 16. -P. 149-160. 9. Li, H. D. Blade Count and Clocking Effects on Three - Bladerow Interaction in a Transonic Turbine [Text] / H. D. Li and L. He // ASME J. Turbomachines. - 2003. - 125. - P. 632-640. 10. Gnesin, V. I. Numerical Modelling of Aeroelastic Behaviour for Oscillating Turbine Blade Row in 3D Transonic Ideal Flow [Text] / V. I. Gnesin and L. V. Kolodyazhnaya // J. Problems in Mash. Eng. - 1999. - 1. - N 2. - P. 65-76. 11. Гнесин, В. И. Аэроупругое поведение последней ступени турбомашины на номинальном и частичном режимах [Текст] / В. И. Гнесин, Л. В. Колодяжная // Пробл. машиностроения. - 2003. - 6. - № 1. -C. 48–57.

Bibliography (transliterated): 1. Huber, F. W., et al. "Performance Improvement Through Indexing of Turbine Airfoils: Part 1 - Experimental Investigation." ASME J. Turbomachinery 118 (4) (1996): 630-635. Print. 2. Griffin, L. W., F. W. Huber and O. P. Sharma. "Performance Improvement Through Indexing of Turbine Airfoils: Part 2 – Numerical Simulation." ASME J. Turbomachinery 118 (4) (1996): 636-642. Print. 3. Reinmoller, U., and R. Niehuis. "Clocking Effects in a 1.5 - Stage Axial Turbine Steady and Unsteady Experimental Investigations Supported by Numerical Simulations." ASME J. Turbomachinery 124 (2002): 52-58. Print. 4. Haldemann, C. W. "Experimental Investigation of Vane Clocking in a One and ½ Stage High Pressure Turbine." ASME J. Turbomachinery 127 (2005): 512-521. Print. 5. Konig, S., B. Stoffel and M. T. Schobeiri. "Experimental Investigation of the Clocking Effect in a 1.5 – Stage Axial Turbine: Part 1 – Time Averaged Results." ASME J. Turbomachinery 131 (2009): 021003-1-12. Print. 6. Konig, S., B. Stoffel and M. T. Schobeiri. "Experimental Investigation of the Clocking Effect in a 1.5 - Stage Axial Turbine: Part 2 -Unsteady Results and Boundary Layer Behaviour." ASME J. Turbomachinery 131 (2009): 021004-1-8. Print. 7. Walker, G. J., J. D. Hughes and W. J. Solomon. "Periodic Transition on an Axial Compressor Stator-Incidence and Clocking Effects: Part 1 and Part 2." ASME Paper 98-GT-363 and 98-GT-364 (1998). Print. 8. Dorney, D. J. "Full Annulus Simulations of Airfoil Clocking in a 1.5 - Stage Axial Compressor." Intern. J. Turbo Jet Engines 16 (1999): 149-160. Print. 9. Li, H. D., and L. He. "Blade Count and Clocking Effects on Three - Bladerow Interaction in a Transonic Turbine." ASME J. Turbomachinery 125 (2003): 632-640. Print. 10. Gnesin, V. I., and L. V. Kolodyazhnaya. "Numerical Modelling of Aeroelastic Behaviour for Oscillating Turbine Blade Row in 3D Transonic Ideal Flow." J. Problems in Mash. Eng 1.2 (1999): 65-76. Print. 11. Gnesin, V. I., and L. V. Kolodjazhnaja "Ajerouprugoe povedenie poslednej stupeni turbomashiny na nominal'nom i chastichnom rezhimah." Probl. Mashinostroenija 6.1 (2003): 48-57. Print.

Поступила (received) 12.12.2014

УДК 62-11

О.П. ГУБАРЕВ, д-р техн. наук; проф. НТУУ «КПІ»; Київ; *О.С. ГАНПАНЦУРОВА*, канд. техн. наук; доц. НТУУ «КПІ»; Київ; *К.О. БЄЛІКОВ*, асистент НТУУ «КПІ»; Київ

ВРАХУВАННЯ ХОДУ ШТОВХАЧА В МЕТОДИЦІ РОЗРАХУНКУ ТЕПЛОГІДРАВЛІЧНОГО ПРИВОДУ ПОЗИЦІОНУВАННЯ ПРИЙМАЧА ГЕЛІОСТАНЦІЇ

Запропоновано використання теплогідравлічного багатомодульного приводу для позиціонування приймача геліостанції. Розглянуто принцип роботи теплогідравлічного модуля та основні фактори впливу на вихідну характеристику модуля. Представлено результати математичного моделювання теплогідравлічного модуля.

Запропоновано методику врахування закону зміни ходу штовхача в період роботи модуля при уточненні конструктивних параметрів приводу та його характеристик.

Ключові слова: тепловий гідропривод, теплогідравлічний модуль, трекер геліостанції, сонячна енергія, позиціонування.

Вступ

Одним із засобів підвищення ефективності роботи геліостанції є збільшення об'єму сонячної енергії (інсоляції), яка поступає на приймач протягом дня. Для цього використовуються слідкуючі системи позиціонування – трекери. В якості трекерів використовують електромеханічні та гідравлічні приводи. Також, в якості трекера можна використовувати тепловий гідропривод (рис. 1), який відноситься до пасивних трекерів [1, 2].



Рис. 1 – Конструкція теплогідравлічного приводу позиціонування приймача: *a* – аксіального типу: 1 – камера розширення, 2 – блок штовхачів, 3 – похилий диск, 4 – теплове вікно, 5 – обертова платформа приймача; *б* – з кулісним механізмом (7): 6 – механізм повернення у вихідне положення

© О.П. Губарев, О.С. Ганпанцурова, К.О. Бєліков, 2015

Принцип дії теплового гідроприводу полягає в перетворенні випромінювання сонячної енергії за допомогою теплового розширення рідини і кінематичної системи з гнучкими та умовно абсолютно пружними елементами, в роботу позиціонування приймача геліостанції. Тепловий гідропривод має модульну структуру. Кожен модуль складається із штовхача та камери розширення, що з'єднані між собою [3].

Задачі дослідження

Визначення основних факторів впливу на роботу теплогідравлічного модуля та способу врахування характеристики ходу штовхача при уточненні конструктивних параметрів приводу.

Принцип роботи теплового гідроприводу позиціонування

Схема виконання приводу та його конструктивні параметри обумовлюють взаємодію штовхачів із вихідною ланкою – приймачем, величину навантаження на штовхач та точність позиціонування. Оскільки модуль виконує роль приймача та перетворювача вхідної енергії, то для визначення характеристик приводу ключову роль відіграє характеристика зміни ходу штовхача (швидкість прямого ходу під час підведення теплової енергії та зворотного ходу – при охолодженні рідини).

На характеристики штовхача впливає ряд конструктивних параметрів, що обумовлюють час підведення променевої енергії до теплового вікна модуля, інтенсивність нагріву та охолодження рідини в камері розширення та значення зменшення ходу штовхача під дією навантаження.

В основу роботи модуля покладено температурне розширення рідини, яке сприймається сильфоном. Сильфон (штовхач), в залежності від ефективної площі та значення температурної зміни об'єму рідини, виконує роботу по зміні положення передатної ланки приводу. Зміна положення передатної ланки приводу сприймається приймачем, який займає наперед задане положення.

Принцип роботи теплогідравлічного модуля

Сонячне випромінення, за допомогою збиральної лінзи, концентрується на поверхні теплопровідного елементу і призводить до його нагріву. При цьому в модулі відбувається ряд термодинамічних процесів: теплопередача до складових камери розширення, нагрів рідини біля внутрішньої стінки теплопровідного елементу, що супроводжуються втратами теплоти у зовнішнє середовище. Передача теплоти від внутрішньої стінки теплопровідного елементу до рідини відбувається за рахунок вільної конвекції. Це супроводжується відмежуванням нагрітої рідини від основного об'єму та її взаємодією із зовнішнім середовищем через гільзу. При нагріванні рідина розширюється, зміна об'єму через з'єднуючий канал передається до сильфону (рис. 2).

Кількість теплоти, яка передається теплопровідному елементу залежить від рівня інсоляції та часу концентрації променевого потоку на тепловому вікні модуля:

$$Q = f(E, t)$$
, $t = \frac{\Psi}{\omega}$,

де Е – значення рівня інсоляції; Ψ – азимутальний кут чутливості модуля; $\omega = 7,269 \cdot 10^{-5}$ рад/с – кутова швидкість переміщення сонця.

Значення інсоляції та час підведення сонячної енергії, насамперед, обумовлюються погодними умовами. Азимутальний кут чутливості модуля визначає максимальний час, протягом якого може відбуватися концентрація сонячної енергії на поверхні теплопровідного елементу. Це, разом із параметрами збиральної лінзи, обумовлює розміри теплового вікна (рис. 3). Значення азимутального кута не повинно перевищувати 30°.

Ширина теплового вікна розраховується як:

$$L_{TE} = 2 \cdot f \cdot tan(\Psi/2)$$
,

де f – відстань між фокусуючою лінзою та теплопровідним елементом (фокусна відстань).

Розмір теплового вікна по вертикалі:

$$H_{TE} = 4 \cdot f \cdot tan \frac{\Delta \theta}{2}$$
,

де $\Delta \theta = |\theta_1 - \theta_2|$ – зміна кута склоніння сонця при проходженні кута чутливості модуля.



Рис. 2 – Схема роботи модуля теплового гідроприводу:

Е – сонячне випромінення; 1 – фокусуюча лінза; 2 – променевий потік, який підводиться до теплового вікна; 3 – теплопровідність через гільзу; 4 – рідина з високим коефіцієнтом теплового розширення; 5 – переміщення надлишкового об'єму рідини через канал до компенсатора; 6 – переміщення нагрітої рідини від теплопровідного елементу (теплового вікна 8); 7 – втрати теплоти у зовнішнє середовище



Рис. 3 – Схема розрахунку параметрів теплового вікна

Розрахунок кількості теплоти, який передано рідині є складним. Тому розрахунок переміщення штовхача в залежності від потужності та часу підведення теплового потоку до модуля, з врахуванням впливу теплофізичних властивостей і конструктивних параметрів елементів модуля виконується шляхом математичного

моделювання. Відповідно до кількості теплоти, що передана до рідини, розраховується значення середньоінтегральної температури рідини, за яким визначається зміна її об'єму:

$$\Delta \mathbf{W} = \boldsymbol{\beta}_t \cdot \mathbf{W}_0 \cdot (\overline{\mathbf{T}_{\mathrm{RR}}} - \mathbf{T}_0) ,$$

де β_t – температурний коефіцієнт об'ємного розширення рідини; $W_0 = W_{\kappa.p.}$ – початковий об'єм рідини (об'єм камери розширення); $(\overline{T_{RR}} - T_0)$ – зміна температури рідини.

Відповідно зміні об'єму визначається переміщення штовхача:

$$h = \frac{\Delta W}{F_{e\phi}} = \frac{\beta_t \cdot W_0 \cdot (T_{RR} - T_0)}{F_{e\phi}}$$

де $F_{e\varphi}$ – ефективна площа сильфону.

Було проведено модельні експерименти по визначенню ходу штовхача в залежності від потужності та часу підведення теплового потоку до модуля (рис. 4).

За отриманими результатами видно, що більший вплив на швидкість штовхача та амплітуду ходу має значення потужності теплового потоку. При збільшенні часу підведення енергії збільшується кількість теплоти, що передається до модуля, але також зростають втрати у оточуюче середовище та зменшується різниця температур між внутрішньою стінкою теплопровідного елементу і рідиною. Тобто зменшується теплопередача до рідини, при цьому втрати теплоти зростають.

Також, на величину ходу штовхача впливає значення навантаження N_{uum} , яке залежить від маси приймача, передатної функції та параметрів приводу. Зменшення ходу штовхача залежить від величини навантаження на штовхач, ефективної площі сильфону і її відношення до об'єму камери, модуля пружності рідини та кількості розчиненого та нерозчиненого повітря (рис. 5):

$$\Delta h = k_a \cdot \frac{N_{uum} \cdot W_{\kappa.p.}}{F_{e\phi}^2 \cdot 1/\beta_p} ,$$

де β_p – коефіцієнт об'ємного стиснення рідини (1/ β_p – модуль пружності); k_a – комплексний коефіцієнт, що враховує вплив змісту повітря в камері розширення на модуль пружності. При відношеннях ефективної площі сильфону до об'єму камери розширення $F_{e\phi}/W_{\kappa.p.} < 0,5$ спостерігається значний вплив навантаження на хід штовхача. При цих же відношеннях хід, який розвиває штовхач, є найбільшим.

Визначення раціональних кутів розміщення модулів теплогідравлічного приводу. Вихідні характеристики приводу обумовлені характеристиками модуля, тому для уточнення ряду параметрів приводу і окремих модулів на стадії проектування, необхідно накласти вихідні характеристики ходу штовхачів, отримані за результатами математичного моделювання роботи модуля, у часовому проміжку експлуатації приводу (рис. 6).

Однією з особливостей теплогідравлічного приводу позиціонування є те, що кут, в межах якого можуть розташовуватись штовхачі, має обмеження 90°. Цей кут може бути збільшено за рахунок попереднього віддалення штовхачів від поверхні диску, однак при цьому необхідно збільшувати хід штовхача.

Діапазон позиціонування приймача Φ може складати до 180°, при цьому кут повороту вихідної ланки приводу може складати не більше 45° в одну сторону. Передатне число між вихідною ланкою приводу і платформою приймача визначається як:

$$i = \frac{\Phi}{90^{\circ}} = \frac{\Delta \varphi_{1(n)}}{\left| \alpha_{umi} - \alpha_{um1(n)} \right|} ,$$

де $\Delta \phi_{1(n)}$ – максимальний кут повороту приймача відносно початкової орієнтації; $\alpha_{\text{шт i}}$, $\alpha_{\text{шт 1}(n)}$ – кути розташування центрального штовхача (відповідає початковій орієнтації приймача) та першого (останнього) штовхача, різниця між якими відповідає куту повороту вихідної ланки приводу в одну сторону.



Рис. 4 – Залежність ходу штовхача теплогідравлічного модуля від часу підведення теплового потоку постійної потужності



Рис. 5 – Вплив навантаження та конструктивних параметрів модуля на зменшення ходу штовхача (для дегазованої рідини)



Рис. 6 – Схема визначення раціональних кутів розміщення складових модуля: h_{max} – максимальний хід штовхача, обмежений конструктивно; [h] – запас ходу штовхача, (залежить від геометричних параметрів передатної ланки приводу та кутового кроку між сусідніми штовхачами); р.х.* - робочий хід штовхача для аксіальної схеми приводу; р.х.** - робочий хід для приводу з кулісним механізмом; $t_{\rm H}$ – час підведення теплової енергії до модуля; $t_{\rm ox}$ – час охолодження модуля (зворотній хід); $t_{\rm m}$ – період функціонування модуля; K_i – точка перетину кривих охолодження і нагріву сусідніх модулів

Уточнення кутів розташування проміжних штовхачів обумовлені вимогами до точності позиціонування та визначаються кроком повороту приймача при послідовній роботі штовхачів:

$$\Delta \alpha_{um} = \frac{\Delta \varphi_{np}}{i} ,$$

де Δφ_{пр.} – прийнятий крок повороту приймача; Δα_{шт} – кут між розташуванням сусідніх штовхачів.

Кутовий крок приймача може прийматись в межах до 15÷30°, що відповідає зменшенню інсоляції для приймача на 5÷15% відповідно.

Інерційність модуля, час розвинення максимального ходу штовхачем можна компенсувати кутовим зміщенням камери розширення α_{к.р.} на величину половини кута чутливості модуля, з врахуванням передатного числа.

При послідовній роботі штовхачів необхідно враховувати швидкість нагріву та охолодження сусідніх модулів. Точка перетину кривих зворотного та прямого ходу сусідніх штовхачів К_i має знаходитись нижче лінії запасу ходу [h]. Це запобігає заклинюванню при аксіальному виконанні приводу, а також обмежує значення кутового кроку між штовхачами. На відміну від аксіальної схеми, для приводу з кулісним механізмом не має обмежень відносно точки К_i.

Висновки

Було розглянуто принцип роботи теплогідравлічного модуля, процеси та фактори, які впливають на характеристику ходу штовхача.

За результатами математичного моделювання роботи модуля встановлено, що збільшення амплітуди ходу штовхача прямо пропорційно збільшенню часу підведення та потужності теплового потоку. Зменшення ходу штовхача від рівня, при умові повної дегазації рідини в модулі, складає менше 5% при відношенні $F_{e\phi}/W_{\kappa.p.} > 0,5$. За результатами попереднього аналізу, зміщення орієнтації камери розширення відносно положення штовхача дозволить зменшити максимальну похибку позиціонування приймача на 50%.

Список литературы: 1. *Магомедов, А. М.* Теоретические основы нетрадиционной и возобновляемой енергетики [Текст] : учеб. пособие для вузов / А. М. Магомедов. – Махачкала, 2004. – 360 с. 2. *Kalogirou, S. A.* Design and construction of a one-axis sun-tracking system [Text] / S. A. Kalogirou // Solar Energy : Elsevier. – 1996. – №57 (6) – Р. 465–469. 3. *Губарев, О. П.* Тепловий гідравлічний привод [Текст] / О. П. Губарев, О. С. Ганпанцурова, К. О. Бєліков // Вісник машинобудування Національного технічного університету України «Київський політехнічний інститут». – Київ : НТУУ «КПІ», 2013. – №67.

Bibliography (transliterated): 1. Magomedov, A. M. *Teoreticheskie osnovy netradicionnoj i vozobnovljaemoj energetiki.* Mahachkala, 2004. Print. **2.** Kalogirou, S. A. "Design and construction of a one-axis sun-tracking system." *Solar Energy: Elsevier* 57 (6) (1996): 465–469. Print. **3.** Hubarev, O. P., O. S. Hanpantsurova and K. O. Byelikov. "Teplovyy hidravlichnyy pryvod." *Journal of Mechanical Engineering National Technical University of Ukraine "Kyiv Polytechnic Institute". Ser.: Mashynobuduvannya.* No. 67. Kyiv: NTUU "KPI", 2013. Print.

Надійшла (received) 30.12.2014

УДК 621.646.4

Ю.Н. РЫКУНИЧ, генеральный директор ПАО «КЦКБА»; Киев; *Я.Б. ФЕДОРИЧКО*, начальник отдела ПАО «КЦКБА»; Киев; *Г.И. ЗАЙОНЧКОВСКИЙ*, д-р техн. наук; проф. НАУ; Киев; *Е.И. БАРИЛЮК*, ассистент НАУ; Киев

УВЕЛИЧЕНИЕ РЕСУРСА И ПОВЫШЕНИЕ ЕКСПЛУАТАЦИОННОЙ НАДЕЖНОСТИ МАЛОГАБАРИТНЫХ ПНЕВМАТИЧЕСКИХ КЛАПАНОВ С ДВУХПОЗИЦИОННЫМ ПОЛЯРИЗОВАНЫМ ЭЛЕКТРОМАГНИТНЫМ ПРИВОДОМ

Представлены результаты ресурсных испытаний малогабаритных пневматических клапанов с двухпозиционным поляризованным электромагнитным приводом, которые широко используются в авиационной и космической технике в связи с низким уровнем энергопотребления. Их применение в оборудовании космических орбитальных станциях, других летательных аппаратах с длительным периодом эксплуатации делает актуальным задачу увеличения ресурса электромагнитных клапанов (ЭМК) такого типа и повышения их эксплуатационной надежности. Даны научно обоснованные рекомендации по увеличению ресурсных возможностей и повышению эксплуатационной надежности ЭМК этого типа. Результаты исследований внедрены в практику проектирования ЭМК в ПАО «Киевское центральное конструкторское бюро арматуростроения».

Ключевые слова: пневматический клапан, электромагнитный привод, ресурс, надежность, динамические нагрузки, демпфирование.

Введение

Пневматические клапаны с двухпозиционным поляризованным электромагнитным приводом типа ДТВ (двухпозиционный толкающе-втягивающий) нашли широкое применение в авиакосмической технике [1]. Такие электромагнитные клапаны (ЭМК) используются в системах ориентации и стабилизации космических летательных аппаратов, их энергопитания, жизнеобеспечения, управления двигателем малой тяги, дозаправки и т. д. Характерной особенностью таких клапанов является низкий уровень энергопотребления, что особенно важно для космических летательных аппаратов. Их использования в системах оборудования космических орбитальных станций, других летательных аппаратов с длительным периодом эксплуатации делает актуальным задачу увеличения ресурса и повышения эксплуатационной надежности таких ЭМК.

Цель исследований

Результаты опытной отработки малогабаритных ЭМК с приводом типа ДТВ выявили относительно большое количество их полных функциональных отказов, связанных с разрушением стержневых элементов (штоков) электромагнитного привода [2, 3], что ограничивало их ресурс. В связи с этим в ПАО «Киевское центральное конструкторское бюро арматуростроения» (КЦКБА) был проведен комплекс исследований по выявлению особенностей деградационных процессов, происходящих в ЭМК этого типа под действием эксплуатационных нагрузок в процессе отработки установленных ресурсов и разработки рекомендаций по повышению их ресурсных возможностей.

Результаты исследований

В качестве объекта исследования был выбран пневматический ЭМК, конструктивная схема которого приведена на рис. 1.

В открытом положении золотник 9 удерживается около верхнего стопа 1 корпуса

[©] Ю.Н. Рыкунич, Я.Б. Федоричко, Г.И. Зайончковский, Е.И. Барилюк, 2015

электромагнита силой магнитного потока постоянного магнита 11.

При подаче управляющего сигнала $U_{_{3акр}}$ на закрытие клапана ток в обмотке 10 создает силу притяжения в рабочем зазоре между ползуном 5 и нижним стопом 7 и ослабляет магнитный поток постоянного магнита 11. Под действием этих сил ползун с подвижной системой привода перемещается к нижнему стопу. Но так как величина хода золотника меньше, чем величина рабочего зазора, золотник сядет на седло 8, а ползун, продолжая перемещение, сожмет буферную пружину 6 с усилием герметизации, создав некоторый зазор со стопорной шайбой 14. В результате чего рабочий зазор между ползуном и верхним стопом увеличится, а между ползуном и нижним стопом уменьшится. Магнитный поток постоянного магнита перекидывается к нижнему стопу. Тогда при снятии управляющего сигнала $U_{_{3акр}}$ подвижная система клапана будет удерживать в нижнем (закрытом) положении золотник 9, притиснутым к седлу 8.



Рис. 1 – Конструктивная схема ЭМК с приводом типа ДТВ: 1 – верхний стоп; 2 – корпус клапана; 3 – шейка штока; 4 – шток; 5 – ползун (якорь); 6 – пружина; 7 – нижний стоп; 8 – седло; 9 – золотник с резиновой вставкой; 10 – нижняя обмотка; 11 – постоянный магнит; 12 – трубка разделительная; 13 – верхняя обмотка; 14 – шайба стопорная

При подаче управляющего сигнала U_{откр} на открытие клапана ток в обмотке 13

создает силу притяжения в рабочем зазоре между ползуном 5 и верхним стопом 1 электромагнита и ослабляет магнитный поток постоянного магнита 11. Под действием этих сил ползун, ударяя по стопорной шайбе 14, переместится к верхнему стопу 1 и «оторвет» золотник 9 от седла 8. Так как рабочий зазор между ползуном и нижним стопом увеличится, то магнитный поток постоянного магнита перекинется к верхнему стопу. Тогда при снятии управляющего сигнала $U_{\rm откр}$ подвижная система клапана будет удерживаться в верхнем (открытом) положении постоянным магнитом 11.

Таким образом, работа клапана, имеющего высокое быстродействие, характеризуется цикличностью в срабатывании, а также интенсивными динамическими (ударными) нагрузками. Проведенные специальные ресурсные испытания опытной партии клапанов с целью выявления основных деградационных процессов в элементах и узлах клапана под действием эксплуатационных нагрузок показали следующее.

При открытии клапана (перемещении подвижной системы ЭМК от седла) имеет место:

 ударное циклическое контактирование ползуна 5 и стопорной шайбы 14 (см. рис. 1), что приводит к выкрашиванию вследствие усталости материала торцевых контактных поверхностей (рис. 2) и изменению с" относительного положения этих деталей привода (рис. 3);



Рис. 2 – Повреждения верхней торцевой поверхности ползуна (якоря) под действием циклических ударных нагрузок во время открытия клапана (формоизменение поверхности по месту контакта со стопорной шайбой и выкрашивание поверхности по месту контакта с верхним стопом)



Рис. 3 – Изменение взаимного положения стопорной шайбы, головки штока и ползуна в результате их формоизменения под действием эксплуатационных нагрузок

– цикличное приложение распределенного импульсного усилия, нормального к площади контакта шайбы 14 и головки штока 4, что приводит к изменению формы деталей вследствие накопления односторонних пластических деформаций (рис. 4), изменению взаимного положения с'этих деталей (см. рис. 3) и накоплению микроповреждений в материале шейки штока;

– ударное циклическое контактирование ползуна 5 и верхнего стопа *1*, что приводит к деградации макрорельефа поверхностей контакта (рис. 4).

При закрытии клапана (перемещении подвижной системы ЭМК к седлу) имеет место:

– ударное циклическое контактирование золотника 9 и седла 8, что приводит к деградации поверхности резинового уплотнения (рис. 5), вмонтированного в золотник;

 ударное циклическое контактирование ползуна 5 и нижнего стопа 7, что приводит к наклепу торцевых поверхностей контакта.

Таким образом, выявлено, что в процессе отработки ресурса в ЭМК с приводом типа ДТВ имеют место пластические деформации деталей подвижной системы клапана и после определенной наработки разрушение шейки штока (рис. 6), что приводит к полному отказу клапана и ограничивает его ресурс.

Описанные деградационные процессы в элементах ЭМК приводят к определенным эксплуатационным изменениям выходных функциональных параметров клапанов.

По результатам проведенных ресурсных испытаний определены зависимости эксплуатационных изменений функциональных параметров клапана (рис. 7, *a*) и хода его золотника (рис. 7, *б*) от количества блок-циклов срабатывания (1 блок-цикл равен 20000 срабатываний).



Рис. 4 – Узел крепления штока и ползуна после наработки 200000 циклов срабатывания





Рис. 5 – Деформация резинового уплотнения золотника

Рис. 6 – Усталостное разрушение шейки штока



Рис. 7 – Зависимости изменения хода золотника пяти опытных образцов ЭМК с приводом типа ДТВ (*a*) и функциональных параметров 1-го опытного образца клапана (б) от количества блок-циклов срабатывания

Установлено, что для ЭМК с приводом типа ДТВ в процессе отработки ресурса имеет место определенное уменьшение напряжения $U_{\text{откр}}$ и времени $t_{\text{откр}}$ открытия клапана, определенное увеличение напряжения U_{3akp} и времени t_{3akp} закрытия клапана и существенное уменьшение хода золотника $x_{30л}$ за счет изменения положения ползуна относительно стопорной шайбы и штока вследствие выработки кольцевой канавки на торцевой поверхности ползуна и пластической деформации деталей подвижной системы клапана (прежде всего удлинения шейки штока). При уменьшении величины $x_{30л}$ от 0,8 мм до критической (0,1 мм) имеет место отказ клапана.

Проведенные экспериментальные исследования показывают, что определенная часть кинетической энергии подвижной системы ЭМП клапана переходит при его открытии и закрытии в потенциальную энергию деформации конструкционного материала штока и образованию в нем определенных микродеформаций, а оставшаяся часть рассеивается вследствие трения или в специально установленном демпфирующем элементе. По мере увеличения числа срабатываний клапана количество указанных энергетических переходов растёт. Накопление микродеформаций в конструкционном материале штока приводит к возникновению макротрещин, а после определенного количества срабатываний – к разрушению шейки штока и полному отказу клапана.

Реализация результатов выполненных исследований проводилась в КЦКБА путем:

– усовершенствования процесса разработки новых образцов ЭМК для авиакосмической техники;

– разработки конкретных научно обоснованных рекомендаций по совершенствованию конструкций отдельных образцов малогабаритных ЭМК.

Разработан стандарт предприятия СТУ КЦКБА–273:2012 «Методика расчета запасов работоспособности электромагнитных клапанов при проектировании», основные положения которых изложены в работах [4, 5], внедрение которых позволяет уже на ранних этапах проектирования новых ЭМК заложить в их конструкцию необходимые запасы работоспособности с учетом прогнозирования возможных эксплуатационных изменений технического состояния клапанов в процессе выработки ресурса.

Рекомендации по усовершенствованию конструкций отдельных типов ЭМК были направлены на увеличение надежности клапанов за счет:

– усовершенствования геометрии деталей и узлов ЭМК с целью увеличения площади ударного контакта элементов клапана или поперечного сечения шейки штока, снижения влияния концентраторов напряжений;

– использования в подвижной системе ЭМП клапана устройств демпфирования для рассеивания части энергии ударного импульса [6];

– выбора конструкционных материалов, более стойких к влиянию ударных нагрузок.

Так как наиболее слабым звеном ЭМК с приводом ДТВ является узел соединения ползуна (якоря) со штоком, то основная часть разрабатываемых мер была направлена на совершенствование этого узла.

Заслуживает внимания введение в кинематическую цепочку передачи усилий от электромагнита к золотнику демпфирующего элемента, рассеивающего часть кинетической энергии ударного импульса. В качестве демпфирующего элемента рекомендуется использовать плоские прокладки с резины или полиуретана, стандартные резиновые кольца или металлические пружины. Экспериментальная проверка эффективности такого решения была проверена на штатном ЭПМ УФ 098190, используемом в ЭМК УФ 96414-010. В качестве демпфирующего элемента были использованы плоские прокладки с резины ИРП-1338 толщиной 2 мм (рис. 8). Конструкцию защищено патентом Украины [7].



Рис. 8 – Демпфирующее устройство в кинематической цепочке подвижной системы ЭМП клапана: 1 – ползун; 2 – стопорная шайба; 3 – шток; 4 – шайба; 5 – пружинный элемент с малой жесткостью

Введение демпфирующего элемента привело к незначительному снижению быстродействия клапана: увеличению времени открытия клапана с нулевой наработкой с 32,5 мс до 36,3 мс и времени закрытия – с 44,5 мс до 46,2 мс. Однако при этом существенно увеличилось наработка клапан до усталостного разрушения его стержневого элемента.

При ресурсных испытания пяти образцов клапанов УФ 96414-010 в штатном исполнении разрушение их стержневых элементом, выполненных из сплава

08Х18Н10Т, наступило при наработках 6500, 10000, 12000 и 20000 циклов. При тех же условиях были испытаны 2 образца модернизированного клапана УФ 96414-010 с демпфирующими резиновыми прокладками. Испытания были приостановлены после наработки 100000 циклов. Разрушение штоков у этих клапанов не зафиксировано. По результатам дефектации элементов клапанов с демпфирующей прокладкой после отработки 100000 циклов срабатывания существенных изменений технического состояния элементов их подвижной системы не выявлено, в том числе не выявлено существенных формоизменений головки штоков, что характерно для клапанов в штатном исполнении (рис. 9).





Рис. 9 – Вид головки штока ЭМК после ресурсных испытаний: *а* – подвижная система электромагнитного привода без демпфирующего элемента, наработка 20000 циклов; *б* – подвижная система электромагнитного привода с демпфирующим устройством, наработка 1000000 циклов

Для уменьшения выкрашивания торцевой поверхности ползуна рекомендуется в зоне контакта со стопорной шайбой запрессовывать втулку с более износостойким к ударным нагрузкам материалом, например, из стали ХВГ (рис. 10). Проведенные ресурсные испытания ЭМК с доработанным ползуном показали эффективность проведенной доработки. После 100000 срабатываний клапана поверхность ползуна в зоне контакта со стороной шайбой оказалась практически неповрежденной (рис. 11).



Рис. 10 – Ползун электромагнитного привода клапана с запрессованной втулкой: 1 – ползун (материал пруток 16X); 2 – втулка (материал ХВГ)



Рис. 11 – Торцевая поверхность ползуна с запрессованной втулкой из стали ХВГ после 100000 циклов срабатывания клапана
Выводы

Обобщение результатов проведенных исследований по обеспечению надежности и безотказности малогабаритных электромагнитных клапанов с приводом типа ДТВ позволяет заключить следующее.

1. Выявлены основные деградационные процессы в элементах и узлах ЭМК с приводом типа ДТВ. Установлено, что наиболее слабым узлом клапана, лимитирующим его ресурс, является узел соединения ползуна (якоря) со штоком, элементы которого подвергаются воздействию интенсивных циклических ударных нагрузок. При определенной наработке происходят существенные формоизменения головки штока, уменьшение хода золотника и разрушение шейки штока.

2. Разработаны и внедрены в ПАО «Киевское центральное конструкторское бюро арматуростроения» в практику проектирования малогабаритных ЭМК стандарт предприятия СТУ КЦКБА–273:2012 «Методика расчета запасов работоспособности электромагнитных клапанов при проектировании».

3. Для уменьшения интенсивности циклических ударных нагрузок на элементы клапана рекомендуется использовать демпфирующие устройства в кинематической цепи подвижной системы электромагнитного привода клапана.

Список литературы: 1. Кармугин, Б. В. Современные конструкции малогабаритной пневмоарматуры [Текст] / Б. В. Кармугин, В. Л. Кисель, А. Г. Лазебник. – К. : Техніка, 1980.– 295 с. 2. Хильчевский, В. В. Надежность трубопроводной арматуры [Текст] / В. В. Хильчевский, А. Е. Ситников, В. А. Ананьевский. - М. : Машиностроение, 1989. - 208 с. 3. Рыкунич, Ю. Н. Исследование изменения технического состояния элементов пневмоклапанов с электромагнитным приводом [Текст] / Ю. Н. Рыкунич, А. Е. Ситников, В. Ф. Лабунец, Я. Б. Федоричко // Вестник Национального технического университета Украины «Киевский политехнический институт». Машиностроение. - К. : НТУУ «КПИ», 2002. – Т. 1. – Вып. №42. – С. 173–178. 4. Рыкунич, Ю. Н. Выбор запасов работоспособности проектируемых электромагнитных клапанов с использованием энергетических критериев [Текст] / Ю. Н. Рыкунич, А. Е. Ситников // Промислова гідравліка і пневматика. – 2006. – №1 (11). – С. 43–46. 5. Рикуніч, Ю. М. Визначення запасів працездатності малогабаритних електромагнітних клапанів [Текст] / Ю. М. Рикуніч // Промислова гідравліка і пневматика. – 2012. – №2 (36). – С. 85–91. 6. Барилюк, Ю. И. Обеспечение безотказности малогабаритных пневматических клапанов с двухпозиционным электромагнитным приводом [Текст] / Е.И. Барилюк, Г.И. Зайончковский, Ю. Н. Рыкунич и др. // Промислова гідравліка і пневматика. – 2014. – №2 (44). – С. 54–61. 7. Електромагнітний клапан [Текст] : патент 17984 : Україна, МПК F16K31/00 / О. Є. Ситніков, В. Л. Кисіль, Я. Б. Федоричко, Ю. М. Рикуніч ; КЦКБА. – № и200604886 ; заявл. 03.05.2006 ; опубл. 16.10.2006., Бюл. № 10. – 3 с.

Bibliography (transliterated): 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 armatury*. Moscow: Mashinostroenie, 1989. **3.** Rykunich, Ju. N., et al. "Issledovanie izmenenija tehnicheskogo sostojanija jelementov pnevmoklapanov s jelektromagnitnym privodom." *Journal of Mechanical Engineering National Technical University of Ukraine "Kyiv Polytechnic Institute". Ser.: Mashynobuduvannya*. No. 42.1. Kyiv: NTUU "KPI", 2002. 173–178. Print. **4.** Rykunich, Ju. N., and A. E. Sitnikov. "Vybor zapasov rabotosposobnosti proektiruemyh jelektromagnitnyh klapanov s ispol'zovaniem jenergeticheskih kriteriev." *Promyslova hidravlika i pnevmatyka* 1 (11) (2006): 43–46. Print. **5.** Rykunich, Yu. M. "Vyznachennya zapasiv pratsezdatnosti malohabarytnykh elektromahnitnykh klapaniv." *Promyslova hidravlika i pnevmatyka* 2 (36) (2012): 85–91. Print. **6.** Bariljuk, Ju. I., et al. "Obespechenie bezotkaznosti malogabaritnyh pnevmaticheskih klapanov s dvuhpozicionnym jelektromagnitnym privodom." *Promyslova hidravlika i pnevmatyka* 2 (44) (2014): 54–61. Print. **7.** Sytnikov, O. Ye., et al. *Elektromahnitnyy klapan*. Ukraine Patent no. u200604886 (MPK F16K31/00). 16 October 2006. Print.

Поступила (received) 27.11.2014

УДК 621.224

О.В. ПОТЕТЕНКО, канд. техн. наук; проф. НТУ «ХПИ»; *Е.С. КРУПА*, канд. техн. наук; доц. НТУ «ХПИ»

К ВОПРОСУ УЧЕТА ДИФФУЗИОННОГО ПЕРЕНОСА МОМЕНТА ИМПУЛЬСА И ТРАНСФОРМАЦИИ ЕГО ЭНЕРГИИ В ЭНЕРГИЮ ИМПУЛЬСА И, НАОБОРОТ, ПРИ МОДЕЛИРОВАНИИ ТУРБУЛЕНТНЫХ ПОТОКОВ

В статье рассматриваются некоторые направления совершенствования математического описания турбулентного движения жидкости в каналах гидромашин. Проанализированы преимущества и недостатки математических моделей турбулентного движения жидкости. Проведен анализ существующих гидродинамических методов расчета турбулентного потока и представлен один из вариантов учета диффузионного переноса момента импульса и трансформации энергии импульса в энергию момента импульса и, наоборот, при моделировании турбулентных потоков.

Ключевые слова: гидротурбина, рабочее колесо, спиральная камера, турбулентный поток, ламинарный поток.

Введение

Совершенствование гидродинамических методов расчета позволяет не только экономить время и затраты на разработку современного гидроэнергетического оборудования, но и провести более точный и глубокий анализ рабочего процесса не только на оптимальном режиме работы гидротурбины, но и для всей зоны ее эксплуатации, что очень важно т.к. гидротурбинное оборудование эксплуатируется на «пиковых нагрузках», т.е. редко на оптимальном режиме. В перспективе, так называемый расчетный (компьютерный) эксперимент может практически полностью заменить физический эксперимент. В работе рассматриваются некоторые направления совершенствования математического описания турбулентного движения жидкости в каналах гидромашин.

1. Основное отличие турбулентного режима от ламинарного

Основным отличием турбулентного потока от ламинарного является интенсивный диффузионный перенос массы, импульса, момента импульса и энергии вызванный пульсацией скоростей и давлений. В случае стационарного режима течения (при постоянном расходе и напоре) несжимаемой жидкости при постоянной температуре, плотности и вязкости основными параметрами диффузионного переноса влияющими на турбулентный поток является импульс и момент импульса.

В процессе конвективного и диффузионного переноса параметров потока импульс (количество движения) частично или полностью трансформируется в момент импульса и наоборот. Сложный процесс трансформации импульса в момент импульса и, наоборот, в случае турбулентного потока вязкой жидкости не достаточно пока изучен и, строго говоря, не достаточно учитывается в математических моделях описывающих турбулентное течение.

В качестве примера трансформации импульса в момент импульса и наоборот можно рассмотреть процесс закрученного удара по мячу теннисной ракеткой и «косой» отскок теннисного мяча при ударе об поле корта.

В случае диффузионного переноса вихря (момента импульса) в потоке жидкости

© О.В. Потетенко, Е.С. Крупа, 2015

он может попасть внутрь другого конвективно перемещающегося вихря, и при этом частично произойдёт сложение двух векторов $rot \vec{v}$, а частично энергия момента импульса преобразуется в энергию импульса.

Аналогичным образом, при диффузионном переносе импульса в зону перемещающегося вихря энергия импульса частично преобразуется в энергию момента импульса. Существуют и другие сложные процессы, в которых происходит трансформация энергии импульса в энергию момента импульса и наоборот и, в частности, вследствие влияния одного вихря на другой, влиянию стенок канала, процесса «каскадного дробления вихрей», «растяжения вихрей» и др., сопровождающихся генерацией новых вихрей и диссипацией энергии вихрей.

2. Анализ преимуществ и недостатков математических моделей турбулентного движения жидкости

Одной из ранних трехмерных моделей турбулентного движения жидкости в каналах радиально-осевых гидротурбин и, в первую очередь, в межлопастных каналах рабочего колеса была так называемая «двухслойная модель», где ядро потока рассматривалось как невязкая и несжимаемая жидкость и лишь в пристеночном слое учитывалась вязкость, и расчет потока в погранслое проводился на основе теории пограничного слоя. Примером такой постановки является квазитрехмерный метод расчета ЦКТИ [1, 2, 3]. Такой подход имеет свои преимущества и недостатки. Основным преимуществом, кроме простоты решения, является достаточно точное определение профильных потерь, т.е. потерь на трение при обтекании решеток профилей потоком вязкой жидкости.

Структура потока в пристеночной зоне характеризуется быстрым нарастанием скоростей в так называемой зоне «вязкого подслоя» и в зоне «логарифмического закона скорости» пограничного слоя.



Рис. 1 — Структура потока в пристеночном турбулентном пограничном слое (1 – зона «вязкого подслоя», 2 – «логарифмическая зона»)

Как известно, в «вязком подслое турбулентные напряжения $(-\rho v'_i v'_j)$ на порядок меньше вязкостных напряжений $(\mu \frac{\partial v_i}{\partial x_j})$ и, в большинстве случаев,

турбулентными напряжениями (напряжениями Рейнольдса) можно пренебречь. В логарифмической зоне погранслоя вязкостные напряжения и напряжения, обусловленные турбулентностью, имеют одинаковый порядок, и это учитывается при расчете турбулентного погранслоя. В ядре потока многие авторы считают возможным пренебречь вязкостными напряжениями, т. к., по их мнению, они на порядок меньше напряжений Рейнольдса. Этим обуславливается целесообразность в так называемой «двухслойной модели» потока рассматривать ядро потока как зону невязкой жидкости. Однако это так же может явиться и большим недостатком расчетного метода, особенно применительно к радиально-осевым гидротурбинам на напоры 400÷600 м и выше. В потоке невязкой жидкости невозможно объяснить (или получить расчетным путем) появление крупномасштабных вихревых структур, например, «парного вихря» в спиральной камере и др. [4].

Таким образом, можно сделать вывод, что «двухслойные» модели течения жидкости не позволяют учесть с достаточной точностью потери энергии, обусловленные генерацией крупномасштабных вихревых структур («парного вихря» в спиральной камере, спиралеобразных вихрей в отсасывающей трубе, отрывных вихревых потоков и др.), а также их влияние, наряду с вихрями «дорожки Кармана» и индуктивными вихрями (rot $\vec{v} \times \vec{v} = 0$), сбегающих с выходных кромок лопаток и лопастей и др., на основной поток. Расчет интегральных гидравлических показателей гидромашин на основе вышеизложенной модели течения для гидротурбин на напоры $400\div600$ м дает существенно заниженные величины потерь энергии.

Трехмерные методы расчета турбулентного потока основаны на использовании осредненных уравнений Навье-Стокса (уравнений Рейнольдса) и уравнения неразрывности. Как известно, эта система уравнений не является замкнутой, т.к. к осредненным по времени параметрам потока добавились (учитывая симметричность тензора напряжений) дополнительно шесть неизвестных напряжений Рейнольдса $(-\rho \overline{v'_i v'_i})$.

Среди трехмерных методов расчета турбулентных потоков наибольшее распространение, в том числе и для несжимаемой жидкости, при постоянной температуре, плотности и вязкости получил метод, основанный на «*k*-*ɛ*» уравнениях, где «*k*» – уравнение – это уравнение баланса турбулентной (пульсационной) кинетической энергии и «*ɛ*» – уравнение – диссипации этой энергии. Сразу следует отметить, что они получены из уравнений Навье-Стокса (записанного в энергетической или консервативной форме) после осреднения по времени и уравнений Рейнольдса в консервативной форме, т. е. с использованием закона сохранения импульса и являются скалярными уравнениями, в большей мере отражающими изотропные (т. е. мелкомасштабные) вихревые структуры.

Наиболее общая запись «*k*» – уравнения имеет следующий вид:

•
$$k + \overline{v_i}k_{,i} + \left[\overline{v'_i \left(\frac{1}{2} v'_j v'_j + p' / \rho \right)} \right]_{,i} = -\overline{v'_i v'_j} \overline{v'_{i,j}} - v \overline{v'_{i,j} v'_{i,j}} ,$$
 (1)

где $k = \frac{1}{2} \overline{v'_i v'_j}$ – приведенная к единице массы кинетическая энергия пульсационной компоненты скорости, а $\overset{\bullet}{k}$ – ее локальное изменение ($\frac{\partial k}{\partial t} = \overset{\bullet}{k}$);

 $\overline{v_i}k_{,i} = \overline{v_i}\frac{\partial k}{\partial x_i}$ – конвективный перенос энергии *k* за счет осреднённых по времени

скоростей;

 $\boxed{v'_i (\frac{1}{2}v'_j v'_j + p'/\rho)}_{,i}$ – диффузионный перенос, обусловленный пульсацией скорости и

давления;

 $-\overline{v'_iv'_jv'_iv'_j}$ – генерация кинетической энергии пульсационной компоненты скорости, вызванная взаимодействием напряжение Рейнольдса и градиента скорости осредненного потока;

 $-v v'_{i,j} v'_{i,j}$ – диссипация энергии *k* за счет влияния вязкости. Как обычно, в этих выражениях повторяющийся (немой) индекс в одночлене означает суммирование по этому индексу (правило Эйнштейна).

Наиболее общая запись «є» – уравнения может быть представлена в следующем виде:

$$\overset{\bullet}{\varepsilon} + \overline{v_e} \varepsilon_{,e} = -\left(\overline{v'_i \varepsilon'}\right)_{,e} - 2\nu \overline{v'_{i,k} v'_{i,e} v'_{k,e}} - 2\overline{\left(\nu v'_{i,ee}\right)^2} ,$$

где $\varepsilon = \frac{v}{2} \sum_{\alpha,\beta} \left(\overline{v}_{\alpha,\beta} + \overline{v}_{\beta,\alpha} \right)^2$; $\varepsilon' = \frac{v}{2} \sum_{\alpha,\beta} \left(\overline{v}'_{\alpha,\beta} + \overline{v}'_{\beta,\alpha} \right)^2 -$ диссипация кинетической энергии;

 ε – ее локальное изменение;

 $\overline{v_e} \varepsilon_{\rho}$ – конвективный перенос;

 $\left(\overline{v'_{e}\varepsilon'}\right)_{o}$ – диффузионный перенос;

 $-2v\overline{v'_{i,k}v'_{i,e}v'_{k,e}}$ – генерация за счет растяжения вихрей;

 $-2\overline{(v v'_{i,ee})^2}$ – вязкая диссипация.

Как известно [4], на линейный масштаб характеризующий размеры больших энергосодержащих вихрей, как и на энергию k влияют процессы переноса и предыстория. Вместо масштаба L используется соотношение $\varepsilon \sim k^{3/2} / L$.

Однако система дифференциальных уравнений Рейнольдса, неразрывности, «*k*» и «*ɛ*» – уравнений по-прежнему не является замкнутой и требует привлечения полуэмпирических выражений алгебраического типа с опытными коэффициентами, что сужает возможности применения этой модели для получения высокоточных результатов.

Попытка отказаться от определения напряжений Рейнольдса через масштаб скорости с помощью соотношений Колмогорова-Прандтля и «*k*», «*є*» – уравнений привело к использованию дифференциальных уравнений для турбулентных напряжений, например, следующего вида [4]:

$$= \frac{1}{\left[p'^{(2)}\left(v'_{i,j}+v'_{j,i}\right)/\rho - 2\nu\overline{v'_{i,k}+v'_{j,k}} + 2\overline{\varepsilon}\delta_{ij}/3\right]} + \frac{1}{\left[p'^{(2)}\left(v'_{i,j}+v'_{j,i}\right)/\rho - 2\overline{\varepsilon}\delta_{ij}/3} + \frac{1}{\left[p'^{(2)}\left(v'_{i,j}+v'_{j,i}\right)/\rho - 2\overline{\varepsilon}\delta_{ij}/3\right]} + \frac{1}{\left[p'^{(2)}\left(v'_{i,j}+v'_{j,i}\right)/\rho$$

Так как каждое из слагаемых этого уравнения представляет собой симметричный тензор, то, в результате, получим шесть уравнений для определения напряжений Рейнольдса ($-\rho \overline{v'_i v'_i}$).

Однако, система уравнений Рейнольдса, неразрывности и шести уравнений для турбулентных напряжений по-прежнему не является замкнутой, т. к. появились новые неизвестные параметры вида $\overline{v'_iv'_jv'_k}$ – «моменты третьего порядка» и $\overline{p'v'_j}$ – «второго порядка» и др.

В итоге, для замыкания системы уравнений предлагается целый цикл (полученных различными авторами) алгебраических полуэмпирических выражений с опытными коэффициентами.

По мнению ряда авторов [4] расчетные модели с применением дифференциальных уравнений для напряжений Рейнольдса описывают турбулентные процессы более реалистично и являются единственными перспективными моделями для таких течений, в которых перенос отдельных компонентов напряжений и потоков играет существенную роль и не может быть хорошо аппроксимирован в рамках модели переноса кинетической энергии («k» – уравнениями). Однако эти модели трудоемки с вычислительной точки зрения и до сих пор мало апробированы, вследствие чего не нашли широкого применения в инженерных расчетах.

3. Предположение о целесообразности применения закона сохранения момента импульса и уточненной формулы для напряжений Рейнольдса при расчетах турбулентных потоков (О. В. Потетенко)

Одним из аргументов о невозможности замкнуть аналитическим путем с помощью строгих уравнений гидродинамики систему осредненных уравнений Навье-Стокса (уравнений Рейнольдса) и неразрывности является то, что в этом случае обратным осреднению по времени действием получится для ламинарного течения жидкости переопределенная система уравнений.

Покажем, что этот аргумент, с нашей точки зрения, не является определяющим и остановимся на анализе компонент тензора турбулентных напряжений.

Использовав закон сохранения (изменения) количества движения (импульса), получим основное уравнение динамики сплошной среды (уравнение «в напряжениях»). При выводе, в большинстве случаев [5] рассматривается перемещающийся («жидкий») объем, состоящий из одних и тех же частиц потока, ограниченный перемещающейся с потоком («жидкой») поверхностью, т. е. не предусматривается диффузионного переноса через эту «жидкую» поверхность. Далее, использовав реологическую формулу для Ньютоновской вязкой жидкости выводится уравнений Навье-Стокса.

После осреднения по времени уравнений Навье-Стокса получаются уравнения Рейнольдса (или осредненные уравнения Навье-Стокса) с дополнительными турбулентными напряжениями (напряжениями Рейнольдса) вида: $-\rho \overline{v'_i v'_j}$, физический смысл которых заключается в переносе импульса $\rho v'_i$ с пульсационной скоростью v'_j .

Однако, в турбулентном потоке с пульсационной скоростью (диффузионный перенос) происходит перенос импульса, определяемого полной скоростью $\overline{v_i} + v'_i$, что на наш взгляд не учитывается уравнениями Рейнольдса, как не учитывается и перенос момента импульса (вихря), энергия которого впоследствии может трансформироваться в энергию импульса.



Рис. 2 – Схема переноса импульса для массы единичного объема через поверхность единичной площади $(\Delta S = 1): a$ – перенос импульса $\rho v'_i$ – образованного пульсационной компонентой скорости;

На основе вышеизложенного предлагается в качестве одного из вариантов следующее выражение для тензора турбулентных напряжений: $\tau_{ij}^{(T)} = -\rho \, \overline{v'_i v'_j} \pm (\overline{v'_j v'_j})^{\frac{1}{2}} (\overline{v_j} / |\overline{v_j}|) \overline{v_i};$ при этом знак (+) меняется на (-) при переходе от четного к нечетному циклу числового расчета.

Предлагается в качестве одного из вариантов следующая система уравнений турбулентного движения жидкости:

1. Закон сохранения массы и уравнение неразрывности (для несжимаемой жидкости) как дифференциальная форма закона:

$$\overline{v_{i,i}} = 0 \ (\operatorname{div} \vec{v} = 0).$$

2. Закон сохранения импульса и его дифференциальная форма – уравнение динамики турбулентного движения жидкости (уравнение Рейнольдса):

$$f_i - (1/\rho)\overline{p}_{,i} + v\overline{v_{i,jj}} - (1/\rho)\overline{\tau_{ij,j}^{(\mathrm{T})}} = \frac{\bullet}{v_i} + \overline{v_j}\overline{v_{i,j}}.$$

3. Уравнение трансформации момента импульса в импульс и наоборот:

$$\vec{r} \times \vec{f} - \vec{r} \times (1/\rho) \nabla \vec{p} + \vec{r} \times (\nu \nabla^2 \vec{v}) - \vec{r} \times \left[(1/\rho) \nabla \cdot \vec{T}^{(T)} \right] = \vec{r} \times \frac{\partial \vec{v}}{\partial t} + \vec{r} \times (\vec{v} \nabla) \vec{v},$$

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

4. Закон сохранения момента импульса (интегральная форма):

$$\frac{d}{dt} \int_{\mathcal{V}} \rho\left(\vec{r} \times \vec{\bar{v}}\right) d\mathcal{V} = \int_{\mathcal{V}} \rho\left(\vec{r} \times \vec{\bar{f}}\right) d\mathcal{V} + \oint_{S} \left(\vec{r} \times \vec{\tau}_{n}\right) ds + \oint_{S} \left[\vec{r} \times \left(\vec{\bar{v}} + \vec{v}'\right)\right] \vec{v}'(\pm \vec{n}) ds + \oint_{S} \left[\vec{r} \times \left(\vec{\bar{v}} + \vec{v}'\right)\right] \vec{v}'(\pm \vec{n}) ds + \int_{S} \left[\vec{v} \times \left(\vec{v} + \vec{v}'\right)\right] \vec{v}'(\pm \vec{n}) ds + \int_{S} \left[\vec{v} \times \left(\vec{v} + \vec{v}'\right)\right] \vec{v}'(\pm \vec{n}) ds + \int_{S} \left[\vec{v} \times \left(\vec{v} + \vec{v}'\right)\right] \vec{v}'(\pm \vec{n}) ds + \int_{S} \left[\vec{v} \times \left(\vec{v} + \vec{v}'\right)\right] \vec{v}'(\pm \vec{n}) ds + \int_{S} \left[\vec{v} \times \left(\vec{v} + \vec{v}'\right)\right] \vec{v}'(\pm \vec{n}) ds + \int_{S} \left[\vec{v} \times \left(\vec{v} + \vec{v}'\right)\right] \vec{v}'(\pm \vec{n}) ds + \int_{S} \left[\vec{v} \times \left(\vec{v} + \vec{v}'\right)\right] \vec{v}'(\pm \vec{n}) ds + \int_{S} \left[\vec{v} \times \left(\vec{v} + \vec{v}'\right)\right] \vec{v}'(\pm \vec{n}) ds + \int_{S} \left[\vec{v} \times \left(\vec{v} + \vec{v}'\right)\right] \vec{v}'(\pm \vec{n}) ds + \int_{S} \left[\vec{v} \times \left(\vec{v} + \vec{v}'\right)\right] \vec{v}'(\pm \vec{n}) ds + \int_{S} \left[\vec{v} \times \left(\vec{v} + \vec{v}'\right)\right] \vec{v}'(\pm \vec{n}) ds + \int_{S} \left[\vec{v} \times \left(\vec{v} + \vec{v}'\right)\right] \vec{v}'(\pm \vec{n}) ds + \int_{S} \left[\vec{v} \times \left(\vec{v} + \vec{v}'\right)\right] \vec{v}'(\pm \vec{n}) ds + \int_{S} \left[\vec{v} \times \left(\vec{v} \times \vec{v} + \vec{v}'\right)\right] \vec{v}'(\pm \vec{v}) ds + \int_{S} \left[\vec{v} \times \left(\vec{v} \times \vec{v} + \vec{v}'\right)\right] \vec{v}'(\pm \vec{v}) ds + \int_{S} \left[\vec{v} \times \left(\vec{v} \times \vec{v} + \vec{v}'\right)\right] \vec{v}'(\pm \vec{v}) ds + \int_{S} \left[\vec{v} \times \left(\vec{v} \times \vec{v} + \vec{v}'\right)\right] \vec{v}'(\pm \vec{v}) ds + \int_{S} \left[\vec{v} \times \left(\vec{v} \times \vec{v} + \vec{v}'\right)\right] \vec{v}'(\pm \vec{v}) ds + \int_{S} \left[\vec{v} \times \left(\vec{v} \times \vec{v} + \vec{v}'\right)\right] \vec{v}'(\pm \vec{v}) ds + \int_{S} \left[\vec{v} \times \vec{v} + \vec{v}'\right] \vec{v}'(\pm \vec{v}) ds + \int_{S} \left[\vec{v} \times \vec{v} + \vec{v}'\right] \vec{v}'(\pm \vec{v}) ds + \int_{S} \left[\vec{v} \times \vec{v} + \vec{v}'\right] \vec{v}'(\pm \vec{v}) ds + \int_{S} \left[\vec{v} \times \vec{v} + \vec{v}'\right] \vec{v}'(\pm \vec{v}) ds + \int_{S} \left[\vec{v} \times \vec{v} + \vec{v}'\right] \vec{v}'(\pm \vec{v}) ds + \int_{S} \left[\vec{v} \times \vec{v} + \vec{v}'\right] \vec{v}'(\pm \vec{v}) ds + \int_{S} \left[\vec{v} \times \vec{v} + \vec{v}'\right] \vec{v}'(\pm \vec{v}) ds + \int_{S} \left[\vec{v} \times \vec{v} + \vec{v}'\right] \vec{v}'(\pm \vec{v}) ds + \int_{S} \left[\vec{v} \times \vec{v} + \vec{v}'\right] \vec{v}'(\pm \vec{v}) ds + \int_{S} \left[\vec{v} \times \vec{v} + \vec{v}'\right] \vec{v}'(\pm \vec{v}) ds + \int_{S} \left[\vec{v} \times \vec{v} + \vec{v}'\right] \vec{v}'(\pm \vec{v}) ds + \int_{S} \left[\vec{v} \times \vec{v} + \vec{v}'\right] \vec{v}'(\pm \vec{v}) ds + \int_{S} \left[\vec{v} \times \vec{v} + \vec{v}'\right] \vec{v}'(\pm \vec{v}) ds + \int_{S} \left[\vec{v} \times \vec{v} + \vec{v}'\right] \vec{v}'(\pm \vec{v}) ds + \int_{S} \left[\vec{v} \times \vec{v} + \vec{v}'\right] \vec{v}''(\pm \vec{v}) ds + \int_{S} \left[\vec{v} \times \vec{v} + \vec{v}'\right] \vec{v$$

где $\vec{\tau}_n = (\tau_{ij})_n = (\tau_{ij}^{(b)} + \tau_{ij}^{(T)})_n$.

В этом выражении $\oint_{S} \left[\vec{r} \times (\vec{v} + \vec{v}') \right] \vec{v}'(\pm \vec{n}) ds$ – диффузионный перенос момента

импульса за счет пульсации скорости \vec{v}' .

Следует отметить, что недоучет переноса импульса $\rho \overline{v_i} v'_i$, обусловленного осредненной скоростью за счет пульсационной компоненты, особенно на входных кромках профилей вблизи критической точки, где толщина пограничного слоя близка к нулю и имеет место большие градиенты осредненной скорости, может привести к существенным погрешностям при определении потерь на трение (так называемых потерь на входе или «ударных потерь»).

4. Вихревая структура потока в каналах высоконапорных гидротурбин

Завихренность потока или турбулентность в каждом отдельном канале представляет собой сумму свободной, проточной части гидротурбины т.е. привнесенной в канал через входное сечение и образуемой в предыдущих каналах завихренности и связанной, т. е. образуемой в рассматриваемом канале вихревой структуры. Таким образом, при строгом решении задачи математического моделирования потока в рассматриваемом канале в качестве граничных условий во входном сечении наряду с осредненными по времени параметрами потока, такими как распределение осреднённой скорости и давления, необходимо задать основные параметры турбулентности потока, такие как, например, интенсивность (степень) турбулентности и масштаб турбулентности. Даже при проведении исследований поведения самолета при различных параметрах турбулентности в аэродинамических трубах сетками и хонейкомбами создаются искусственно различные по масштабу и интенсивности турбулезации потока [6].

Анализ вихревой структуры потока в каналах высоконапорной радиальноосевой гидротурбины показывает, что весьма высокие гидравлические потери энергии в подводящий органах гидротурбины (25÷35)% от всех гидравлических потерь обусловлены не только потерями на трение, но и в связи с появлением крупномасштабных вихревых структур в спиральной камере (вида «парного вихря») и в других элементах подвода. Это приводит к тому, что направление и величина скорости существенно меняется по высоте колонны статора, и при этом, лопатки направляющего аппарата и лопасти рабочего колеса обтекаются потоком с меняющимся углом атаки, что также приводит к повышенным потерям и в самом рабочем колесе.

Эта проблема подробно рассмотрена авторами в работе [7].

Установлено, что гидротурбины на напоры 500÷600 м имеют во входном сечении спиральной камеры момент количества движения относительно оси вращения ротора гидротурбины порядка 50% от необходимого момента перед рабочим колесом для оптимальной работы гидротурбины. Т.е. подводящие органы, и в первую очередь спиральная камера, призваны вдвое увеличить момент количества движения, при этом (учитывая большие градиенты скорости в радиальном направлении спиральной камеры) неизбежно, как в любом канале с поворотом потока, возникает так называемый «парный вихрь».

В качестве предложения по минимизации гидравлических потерь в подводящих органах высоконапорных гидротурбин предлагается следующий вариант подводящих каналов:

а) просторная спиральная камера, не увеличивающая момент количества движения;

б) сопловые аппараты с поворотными входными элементами, создающие необходимый момент количества движения $(v_u r)$ для оптимальной работы гидротурбины, заменяющие колонны статора и лопатки направляющего аппарата, с кольцевым затвором, обеспечивающим безотказную работу гидротурбины. Движение жидкости при этом в подводящих органах гидротурбины (за исключением выходной области соплового канала) происходит со скоростью в 2÷5 раз меньшей, чем в традиционно применяемых подводах, что резко сократит гидравлические потери. Сопловые аппараты обеспечат более равномерный подвод потока к рабочему колесу, что даст возможность так же уменьшить гидравлические потери в самом рабочем колесе, в том числе и за счет обеспечения ламинарного пограничного слоя на части лопастей рабочего колеса.

Выводы

В данной статье проведен анализ недостатков и неточностей существующих гидродинамических методов расчета турбулентного потока и представлен один из вариантов учета диффузионного переноса момента импульса и трансформации энергии импульса в энергию момента импульса и, наоборот, при моделировании турбулентных потоков.

Список литературы: 1. Раухман, Б. С. Профильные потери решетки радиально-осевой турбины в двумерном неплоском потоке [Текст] / Б. С. Раухман // Энергомашиностроение. – М., 1963. – №12. 2. Раухман, Б. С. Прямая задача обтекания двумерной решетки профилей [Текст] / Б.С. Раухман // Труды ЦКТИ. – Л., 1965. – №61. 3. Этинберг, И. Э. Гидродинамика гидравлических турбин [Текст] / И. Э. Этинберг, Б. С. Раухман. – Л.: Машиностроение, 1978. – 280 с. 4. Методы расчета турбулентных течений : пер. с англ. «Prediction Methods For Turbulent Flows», Hemisphere publishing corporation, 1980. – Коллективная монография ведущих специалистов США, ФРГ, Франции и др. стран [Текст]. – М. : Мир, 1984. 5. Серрин, Дж. Математические основы классической механики жидкости [Текст] : пер. с англ. / Дж. Серрин. – М. : Издат иностр. литер., 1963. 6. Михайлова, Е. У. Репик, Ю. П. Соседко // Инж. сборник АН СССР МЖГ. – М., 2001. – №1. – С. 79–90. 7. Потетенко, О. В. Вихревая структура потока и анализ различных математических моделей потока в каналах высоконапорных радиально-осевых гидротурбин РО 400, РО 500 и РО 600 [Текст] / О. В. Потетенко, В. Э. Дранковский, Е. С. Крупа // Східно-Європейський журнал передових технологій. – Харків, 2012. – № 3/8 (57). – С. 50–57.

Bibliography (transliterated): 1. Rauhman, B. S. "Profil'nye poteri reshetki radial'no-osevoj turbiny v dvumernom neploskom potoke." *Jenergomashinostroenie*. No. 12. Moscow, 1963. Print. 2. Rauhman, B. S. "Prjamaja zadacha obtekanija dvumernoj reshetki profilej." *Trudy CKTI*. No. 61. Leningrad, 1965. Print.
3. Jetinberg, I. Je., and B. S. Rauhman. *Gidrodinamika gidravlicheskih turbin*. Leningrad: Mashinostroenie, 1978. Print. 4. *Metody rascheta turbulentnyh techenij*. Moscow: Mir, 1984. Print. 5. Serrin, Dzh. *Matematicheskie osnovy klassicheskoj mehaniki zhidkosti*. Moscow: Izdat. inostr. liter., 1963. Print.
6. Mihajlova, N. P., E. U. Repik and Ju. P. Sosedko. "Masshtab turbulentnosti, porozhdaemyj setkami i honejkombami." *Inzh. sbornik AN USSR MZhG*. No. 1. Moscow, 2001. 79–90. Print. 7. Potetenko, O. V., V. Je. Drankovskij and E. S. Krupa "Vihrevaja struktura potoka i analiz razlichnyh matematicheskih modelej potoka v kanalah vysokonapornyh radial'no-osevyh gidroturbin RO 400, RO 500 i RO 600." *Shidno-Evropejs'kyj zhurnal peredovyh tehnologij* 3/8 (57) (2012): 50–57. Print.

Поступила (received) 12.01.2015

УДК 62-82

3.Я. ЛУРЬЕ, д-р техн. наук; проф. НТУ «ХПИ»; *Е.Н. ЦЕНТА*, канд. техн. наук; НТУ «ХПИ»

СИНТЕЗ МЕХАТРОННЫХ ГИДРОАГРЕГАТОВ ДЛЯ ДИНАМИЧЕСКОЙ КОМПЕНСАЦИИ КОЛЕБАНИЙ

Обсуждается проблема динамической компенсации колебаний в области разработки мехатронных гидроагрегатов мобильных машин, в частности, навесного оборудования сельскохозяйственных тракторов. Метод решения основан на синтезе с многопараметрической оптимизацией корректирующих устройств, вводимых последовательно в устройство управления. Уделено должное внимание сравнительной оценке критериев оптимальности. Предложен показатель, позволяющий с достаточной для практики точностью, оценить степень компенсации колебаний.

Ключевые слова: мехатронный гидроагрегат, корректирующее устройство, критерий оптимальности, динамическая компенсация, многопараметрическая оптимизация, динамический синтез.

Введение

Современное развитие гидроагрегатов ряда мобильных машин (строительнодорожных, тракторов, и др.), связано с переходом на введение в его состав микропроцессорной техники (программируемых микроконтроллеров, том числе и ЭВМ), т.е. на проектирование мехатронных ГА (МГА). При этом открывается возможность решать весьма важные проблемы, решение которых было сопряжено с большими трудностями либо практически невозможно. К их числу в первую очередь относится актуальная проблема: снижение значительных колебаний скорости перемещения рабочих органов и пульсаций давлений рабочей жидкости (РЖ) в различных точках МГА. Она решается с помощью динамического синтеза корректирующих устройств, компенсирующих влияния объектов управления. Рассматриваются критерии оптимизации, дана оценка их эффективности, предлагается показатель степени снижения колебаний. В качестве объекта исследования (примера) рассматривается рабочий процесс мехатронного гидроагрегата навесного оборудования сельскохозяйственного трактора (МГА НО).

Анализ литературных источников

В работе [1] рассматривается для линейных систем проблема компенсации влияния объекта управления с помощью дополнительных устройств, включаемых последовательно с объектом управления и обеспечивающих в замкнутой системе выполнение необходимых требований к характеру переходного процесса.

В работе [2] на основе теории линейных систем разработаны методы синтеза устройств, основанных на задании желаемых передаточных функций (ПФ), связанных с расположением корней характеристического уравнения замкнутой системы.

В монографии [3] сформулированы общие принципы динамической компенсации, основным содержанием которых является возможность не учитывать динамику объекта при синтезе компенсационного (корректирующего) устройства (КУ).

В работе [4] предложен путь решения задачи синтеза динамической компенсации большой инерционности объекта управления для компьютерной системы управления (по сути, МГА) гидротурбиной. Однако здесь рассматривалась лишь задача синтеза корректирующего устройства (КУ) для улучшения переходного процесса угловой скорости ротора при разгоне гидротурбины вхолостую.

В работе [5] приведены результаты синтеза КУ для МГА навесного оборудования (НО) трактора в режиме подъема на максимальную высоту. В качестве критерия синтеза была принята относительная интегральная оценка (1) – взвешенное по модулю отклонение сравниваемых кривых $v_{\mathcal{K}E\mathcal{I}}(t)$ (желаемая кривая скорости поршня гидроцилиндра, а, следовательно, НО) и $v_Z(t)$ (полученная при моделировании кривая скорости поршня гидроцилиндра (ГЦ), поиск которой завершается в процессе синтеза).

$$I = \frac{\int_{0}^{t_{K}} t \cdot |v_{Z}(t) - v_{\mathcal{K}E\mathcal{I}}(t)| dt}{\int_{0}^{t_{K}} t \cdot v_{Z}(t) dt} \cdot 100, \%.$$

$$(1)$$

Однако в этой работе вопрос снижения колебаний не ставился.

В работе [6] впервые рассматривается проблема снижения колебаний скорости перемещения НО и пульсаций давления РЖ в МГА. Получено решение на базе нелинейной математической модели, путем синтеза КУ с многопараметрической оптимизацией по динамическому критерию. Введение синтезированного КУ и выполняет роль динамического компенсатора инерционных масс (кинетическая энергия) и воздействий сжимаемой РЖ (потенциальная энергия). Критерий для синтеза КУ был принят в виде относительной интегральной оценки (2), а не взвешенной (как формула(1))

$$I = \frac{\int_{0}^{t_{K}} |v_{Z}(t) - v_{\mathcal{K}E\Pi}(t)| dt}{\int_{0}^{t_{K}} |v_{Z}(t)| dt} \cdot 100, \%, \qquad (2)$$

минимум которой оценивает близость модельной и желаемой кривых скорости.

Была предложена модель КУ дифференцирующими звеньями от 3 порядка до нулевого, неизвестные коэффициенты которых при каждой производной и искомой функции (всего 4) подлежали определению в процессе многопараметрической оптимизации по динамическому критерию. Выполненный динамический синтез КУ по интегральному критерию, направленный на компенсацию значительных инерционных сил, существенно улучшил рабочий процесс МГА НО: амплитуды колебаний скорости перемещения штока ГЦ при нагрузках 5000÷15000 Н снижаются в 2÷6 раз; время затухания в 1,3÷1,6 раза; максимальный пик давления рабочей жидкости на выходе насосной установки в 1,15÷1,35 раза.

Однако остался не исследованным вопрос влияния существенного изменения количества нерастворенного воздуха (газовой составляющей двухфазной РЖ) в процессе эксплуатации на динамику МГА НО с синтезированным КУ и др.

Работа [7] посвящена дальнейшему решению вопросов динамической компенсации инерционных масс объекта управления НО и воздействий сжимаемой РЖ в части учета переменности газовой составляющей. В ней предложен эффективный путь компенсации при синтезе КУ отрицательного влияния двухфазной жидкости на динамические характеристики (в части быстродействия).

Постановка задачи

Результаты анализа последних публикаций показали, что при проектировании МГА можно обеспечить существенное снижение колебаний, возникающих при работе мобильных машин. Так как определенные положительные результаты достигнуты

применительно к МГА НО, то и в настоящей работе исследования связаны с этим объектом. Кратко отметим следующее.

На рис. 1 приведена функциональная схема МГА НО, включающая: МПБУ – микропроцессорный блок управления; ПИД – пропорционально-интегро-дифференциальный регулятор; ЭУМ – электронный усилитель мощности; ЭГП – электрогидравлические преобразователи; ГР – гидрораспределитель; q – источник подачи РЖ; ГЦ – гидроцилиндры; НО; ИП_{ГР}, ИП_{ГЦ} – измерительные преобразователи соответственно положений золотника ГР, ГЦ; U_3 – сигнал задания; U_{ε} – сигнал рассогласования; $U_{y_Z} = K_{0Z} \cdot y_Z$ – сигнал обратной связи по положению штока ГЦ; $U_{X_{ГР}} = K_{0ГP} \cdot x_{ГР}$ – сигнал обратной связи по перемещению золотника ГР; U_y – сигнал на входе ЭГП.

Из рис. 1 четко видна двухконтурность МГА. Внутренним контуром является узел «ЭУМ – ЭГП – золотник ГР», охваченный обратной отрицательной связью по положению $x_{\Gamma P}$ золотника ГР. Входом внутреннего контура служит сигнал $U_{\Pi H A}$, выходом – перемещение $x_{\Gamma P}$ золотника ГР.

Внешний контур охватывает все устройства МГА от МПБУ с ПИД и ЭУМ и заканчивается ГЦ с НО. Входом внешнего контура является сигнал U₃ задания высоты подъема НО, а выходом – перемещение y_Z штока ГЦ.



Рис. 1 – Функциональная схема ГА НО трактора

Усовершенствованная нелинейная математическая модель (ММ) динамики МГА в режиме подъема НО с учетом нелинейностей гидроустройств, переменностей коэффициентов расходов в функции числа Рейнольдса, приведенных модулей упругости двухфазной РЖ и др. представлена системой из 12 дифференциальных уравнений первого порядка (из которых 7 – нелинейные) в нормальной форме Коши [6].

Предлагаемый метод динамической компенсации колебаний для нелинейных систем (МГА является такой системой), основан на синтезе КУ, модель которого представлена суммой передаточных функций дифференцирующих звеньев 3, 2, 1 и нулевого порядка, каждое слагаемое которой умножается на передаточную функцию колебательного звена 3 порядка

$$W_{K}(S) = \frac{K_{1}S^{3} + K_{2}S^{2} + K_{3}S + K_{4}}{a_{1}S^{3} + a_{2}S^{2} + a_{3}S + a_{4}}.$$
(3)

Структура КУ в программной среде VisSim представлена на рис. 2

Такая модель может быть реализована аппаратно или программно. Многопараметрической оптимизацией 4 варьируемых коэффициентов дифференцирующих звеньев, доставляющих минимум динамическому критерию, завершается синтез КУ в составе математической модели МГА НО совместно с уравнениями устройства управления. Следует отметить, что в работах [5÷7] синтез КУ выполнялся при критерии (2), т.е. которым контролировалось отклонение моделируемой скорости $v_Z(t)$ от эталонной $v_{\mathcal{K}E\Pi}(t)$. Вполне естественно возникает вопрос о критерии, который бы явно при синтезе влиял на отклонения как скорости штока ГЦ (и фактически HO) от желаемой, так и давления p_1 относительно установившегося его значения p_{VCT} .



Рис. 2 – Цепочки вычислительных блоков, в которые входят блоки КУ с передаточными функциями, блоки коэффициентов (K₁ - K₄), блок U₀ управляющего устройства и блок сумматора

Таким образом, на основе имеющихся результатов в рассматриваемой области с целью дальнейшего повышения эффективности и оценки динамической компенсации колебаний МГА путем синтеза КУ, целесообразно следующее:

1. Рассмотреть в качестве отдельного критерия или второго слагаемого критерия оптимальности (2) процесс синтеза, в котором давление p_1 входит явно.

2. Обосновать выбор величины ограничения давления p_1 для ввода в критерий как эталонного.

3. Выполнить численные эксперименты с принятым критерием (или слагаемым) по давлению *p*₁ и дать оценку.

4. Предложить показатель, позволяющий оценить степень динамической компенсации колебаний.

Решение

В процессе выполнения исследований по синтезу КУ за критерий многопараметрической оптимизации $K_1 - K_4$ принималась формула (2) [3, 4]. Введем в этот критерий слагаемое, в которое в явном виде входит давление p_1 . В этом случае критерий можно представить следующим выражением

$$I = \begin{pmatrix} \int_{0}^{t_{K}} |v_{Z}(t) - v_{\mathcal{K}E\pi}(t)| dt \\ \int_{0}^{t_{K}} |v_{Z}(t)| dt \end{pmatrix} + \int_{0}^{t_{K}} \Delta p(t) dt \end{pmatrix} \cdot 100, \% \to \min, \qquad (4)$$

rge $\Delta p(t) = \begin{cases} 0 \text{ при } p_{1}(t) \le p_{VCT}, \\ \frac{p_{1}(t) - p_{VCT}}{p_{VCT}} \text{ при } p_{1}(t) > p_{VCT}. \end{cases}$

Обозначим слагаемые формулы (4) соответственно через I_V и I_P . Следует учесть, что значения p_{VCT} и время выхода на установившееся движение для каждого веса НО будет различным.

На рис. 3 показаны кривые давления p_1 для нагрузки G = 5000 Н при подъеме: без КУ (рис. 3, *a*); с КУ синтезированном только по составляющей I_V (рис. 3, *б*) критерия (4) и по критерию *I* (рис. 3, *в*). С вводом синтезированного КУ по критерию I_V существенно снижаются амплитуды первых трех колебаний p_1 (рис. 3, *б*) и уменьшается время колебаний, что видно из сравнений кривых рис. 3, *a* и рис. 3, *б*. При вводе в МГА КУ, синтезированного по критерию *I* (т. е. с I_P) происходит дополнительное незначительное снижение амплитуд p_1 (рис. 3, *в*).



Рис. 3 – Кривые давлений p_1 при подъеме НО весом 5000 Н: a – в МГА без КУ; δ – в МГА с синтезированном КУ по критерию I_V ; s – в МГА с синтезированном КУ по критерию $I = I_V + I_P$

В таблице 1 показаны значения первых трех амплитуд (A_1 , A_2 и A_3) давления p_1 для трех нагрузок 5000, 10000 и 15000 Н при подъеме НО и значения p_{VCT} .

Таблица 1

<i>G</i> , H	<i>р_{уст}*</i> , МПа	без КУ			с КУ п	о критер	ию I_v	с КУ по критерию <i>I</i>			
		A_1 ,	A_2 ,	<i>A</i> ₃ ,	A_1 ,	A_2 ,	<i>A</i> ₃ ,	A_1 ,	A_2 ,	<i>A</i> ₃ ,	
		МΠа	МΠа	МΠа	МΠа	МΠа	МПа	МΠа	МΠа	МΠа	
5000	4,3	13,6	7,82	5,6	8,04	5,16	4,57	7,8	4,98	4,43	
10000	6,1	20,5	12,95	10,5	12	7,69	6,91	12	7,03	6,59	
15000	8,3	26,07	17,95	14,1	16,1	8,97	8,63	15,9	8,91	8,63	

Результаты исследований по оценке синтеза КУ по критериям I_v и $I = I_v + I_p$

Анализ данных табл. 1 показывает, что основная динамическая компенсация колебаний давления p_1 осуществляется при вводе КУ, синтезированного по критерию I_{ν} (рис. 3, δ). При вводе КУ, синтезированного по критерию I (рис. 3, ϵ) амплитуда A_1 практически не снижается, амплитуды A_2 и A_3 уменьшаются на 1÷2,5% в зависимости от нагрузки.

В табл. 2 показаны дополнения к данным табл. 1 в части значений критериев I_{ν} и I_{p} , оптимальных и начальных значений коэффициентов $K_1 - K_4$ при синтезе КУ для трех значений нагрузок. Здесь следует отметить, что при синтезе по критерию I улучшается его составляющая I_{ν} . Например, для нагрузки 5000 Н значения I_{ν} снижается

с 3,28 до 2,7 %. Такое же снижение происходит при нагрузке 10000 Н. При максимальной нагрузке 15000 Н значение критерия I_{ν} не изменилось.

Таблица 2

Значения критериев оптимизации I_{V} и I_{P} коэффициентов $K_{1} - K_{4}$ при синтезе КУ

$-\gamma + p$												
G,H	I_v ,%	$I = I_v + I_p$		Опт	гимальные	значения	Начальные значения					
		I_{v}	I_P	K_1	K_2	K_3	K_4	K_{10}	K_{20}	K_{30}	<i>K</i> ₄₀	
5000	3,28	2,7	2,51	$2,343 \cdot 10^{-3}$	9,95·10 ⁻³	-9,51·10 ⁻³	0,719	$2,39 \cdot 10^{-3}$	9,95·10 ⁻³	$4,02 \cdot 10^{-3}$	0,668	
10000	3,92	3,56	5,04	$2,675 \cdot 10^{-3}$	$1,227 \cdot 10^{-2}$	$-7,04 \cdot 10^{-3}$	0,65	$2,7\cdot10^{-3}$	$1,218 \cdot 10^{-2}$	$-6,73 \cdot 10^{-3}$	0,65	
15000	4,26	4,26	4,56	$3,758 \cdot 10^{-3}$	$2,2.10^{-2}$	$6,573 \cdot 10^{-3}$	0,36	$3,75 \cdot 10^{-3}$	$2,19 \cdot 10^{-2}$	$6,57 \cdot 10^{-2}$	0,363	

только по
$$I_{v}$$
 и по $I = I_{v} + I_{p}$

В целом, можно дать оценку результатам данных исследований: составляющая *I_p* критерия (4) лишь незначительно улучшает степень динамической компенсации колебаний. Ее применение имеет смысл для МГА, к которым предъявляются высокие технические требования по вопросам колебаний.

Показатель, позволяющий оценить степень динамической компенсации колебаний

При синтезе КУ и вводе его в модель МГА можно наблюдать при разной нагрузке и разных значениях газовой составляющей в РЖ и др. различие в динамической компенсации колебаний. Здесь нужно учитывать следующее: Vжел(t) (рис. 4, δ) представляет собою монотонную кривую без колебаний. С другой стороны, например, кривая Vz(t) (рис. 4, a), полученная при моделировании МГА при подъеме НО весом 5000 Н без КУ, имеет для этого веса наибольшую колебательность Vz(t) – Vжел(t) (рис. 4, e). При вводе КУ в МГА с НО весом 5000 Н колебания существенно снизились (рис. 4, e). Не скомпенсированная колебательность Vz(t) – Vжел(t) показана на рис. 4, d.

Кривые Vz(t) (обозначим их через Vzc(t)), полученные при моделировании МГА с синтезированными КУ для различных нагрузок, при различных значениях m_0 газосодержания двухфазной РЖ и др. остаются кривыми, с меньшим числом колебаний, с уменьшенными амплитудами, но с оставшимися колебаниями. Если найти разность кривых Vzc(t) и Vжел(t)*, где временное смещение Vжел обеспечивает совпадение начала отсчета этих кривых, то получим кривую оставшихся, не скомпенсированных, исходных колебаний (аналогично изображенной на рис. 4, d. Такую кривую скорости обозначим через Vнк(t)). Тогда Vzc(t) можно представить суммой двух слагаемых Vжел(t)*+Vнк(t), а выражение

$$I_{C} = \int_{0}^{t_{K}} \left| \mathbf{v}_{ZC}(t) - \mathbf{v}_{\mathcal{K} \in \Pi}(t)^{*} \right| dt = \int_{0}^{t_{K}} \left| \mathbf{v}_{\mathrm{HK}}(t) \right| dt$$
(5)

рассматривать, как оставшуюся колебательность, в виде длины отрезка несущего эту информацию. Здесь Vжел(t)* – смещенная желаемая кривая, у которой начало движения равно кривой Vzc(t). Аналогично поступим с моделируемой исходной кривой Vz (в МГА без КУ), записывая следующее выражение

$$I_{BK} = \int_{0}^{t_{K}} |\mathbf{v}_{Z}(t) - \mathbf{v}_{\text{ЖЕЛ}}(t)^{**}| dt = \int_{0}^{t_{K}} |\mathbf{v}_{BK}(t)| dt, \qquad (6)$$

где $V_{\text{жел}}(t)^{**}$ – смещенная желаемая кривая, у которой начало движения совпадает с кривой $V_Z(t)$; $V\delta\kappa(t)$ – кривая, в которой содержится вся исходная колебательность.



Рис. 4 – Кривые скорости поршня ГЦ, эталонной скорости, разности скоростей, иллюстрирующие путь определения показателя снижения колебаний: *a* – кривая скорости поршня ГЦ в МГА без КУ; *б* – эталонная кривая скорости; *в* – разность Vz(t) – Vжел(t)*; *г* – скорость Vz(t) в МГА с КУ; *д* – разность скоростей вМГА с КУ

Тогда за степень динамической компенсации колебаний в МГА можно принять показатель вида $K_{\mathcal{A}K} = \frac{I_{\mathcal{B}K} - I_C}{I_{\mathcal{B}K}} \cdot 100, \%,$ (7)

В работе [4] приведены результаты исследований, подтверждающие целесообразность применения такого показателя степени динамической компенсации колебаний, особенно при сравнении и оценке эффективности различных способов и методов, решающих обсуждаемую проблему.

Выводы

1. Аналитический обзор литературных источников показал, что при разработке мехатронных гидроагрегатов мобильных машин со значительными массами рабочих органов, кинематически связанных с исполнительным органом гидроагрегата, у которого достаточно велик объем сжимаемой рабочей жидкости, появилась возможность ставить задачи динамической компенсации колебаний и искать пути решения этой проблемы. Проведенные исследования на модели, приближенные к эксплуатационным условиям в части изменения газосодержания в РЖ, позволили получить физическую картину и числовые данные их влияния на динамические характеристики. С ростом газовой составляющей в РЖ от 2,5 до 15% (в 6 раз) происходит следующее: логарифмический декремент затухания колебаний возрастает в 1,15 раз; коэффициент демпфирования колебаний возрастает в 1,15 раз; частота колебаний в Гц уменьшается в 1,53 раза. Найден эффективный путь компенсации отрицательного влияния двухфазной жидкости на динамические характеристики (в части быстродействия) при синтезе КУ.

2. Предложенный метод синтеза КУ для нелинейных систем (МГА является такой системой), основан на структуре и модели КУ, представленной произведением суммы дифференцирующих звеньев 3, 2, 1 и нулевого порядка и звена 3 порядка.

Многопараметрической оптимизацией 4 варьируемых коэффициентов дифференцирующих звеньев, доставляющих минимум динамическому критерию, завершается синтез КУ в составе математической модели МГА НО совместно с уравнениями устройства управления.

3. Выполненные исследования подтвердили, что предложенный показатель (7) с достаточной для практики точностью позволяют оценить степень динамической компенсации колебаний в МГА НО в соответствии с принятым методом синтеза КУ.

4. Проведенные численные эксперименты по оценке выбора критериев синтеза показали, что основная динамическая компенсация колебаний и пульсаций осуществляется по критерию, представляющего собой отношение интеграла модуля разности модельной и эталонной скоростей навесного оборудования к интегралу эталонной (желаемой) скорости за время переходного процесса. При синтезе КУ по критерию со слагаемым по давлению РЖ в нагнетательной магистрали улучшения компенсации практически не существенны: первая амплитуда не скомпенсированных колебаний по критерию без давления осталась без изменений, а вторая и третья амплитуды уменьшились на 1÷2,5 % в зависимости от нагрузки.

Список литературы: 1. Изерман, Р. Цифровые системы управления [Текст] / Р. Изерман; пер. с англ. С. П. Забродина, А. И. Титкова, А. В. Шалашова ; под ред. И. М. Макарова. – М. : Мир, 1984. – 542 с. 2. Дорф, Р. К. Современные системы управления [Текст] : моногр. / Р. К. Дорф, Р. Х. Бишоп ; пер. с англ. Б. И. Копылова. – М. : Лаборатория Базовых Знаний, 2004 (Вологда). – 831 с. : ил. – Предм. указ.: с. 823-831. - Пер. изд. : Modern control systems / R. C. Dorf, R. H. Bishop. - 9th edition. - Upper Saddle River, 2001. – 1000 экз. – ISBN 5-93208-119-8. 3. Методы классической и современной теории автоматического управления [Текст] : учеб. для вузов : в 5 т. / под ред. К. А. Пупкова и Н. Д. Егупова. -Изд. 2-е, перераб. и доп. – М.: Изд. МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2004. – Т. 3: Синтез регуляторов систем автоматического управления. – 616 с. : с ил. – ISBN 5-7038-2191-6. 4. Лурье, З. Я. Синтез компенсационных устройств компьютерных систем управления технологическим оборудованием [Текст] / 3. Я. Лурье, А. И. Панченко, И. Г. Лищенко [и др.] // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету. – Мелітополь: ТДАТУ, 2008. – Вип. 8, т. 9. – С. 3–15. 5. Цента, Е. Н. Синтез компенсационного устройства гидроагрегата навесного оборудования трактора [Текст] / Е. Н. Цента // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету. – Мелітополь: ТДАТУ, 2009. – Вип. 9, т. 5. – С. 224–230. 6. Лурье, З. Я. Динамическая компенсация колебаний в мехатронном гидроагрегате мобильной машины [Текст] / З. Я. Лурье, А. И. Панченко, Е. Н. Цента // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету. – Мелітополь: ТДАТУ, 2014. – Вип. 14, т. 4. – С. 3–18. 7. Лурье, З. Я. Динамическая компенсация колебаний мехатронного гидроагрегата мобильной машины с учетом влияния двухфазной рабочей жидкости [Текст] / З. Я. Лурье, А. И. Панченко, Е. Н. Цента // Промислова гідравліка пневматика. - 2014. - № 3 (45). - С. 35-44.

Bibliography (transliterated): 1. Izerman, R. *Cifrovye sistemy upravlenija*. Ed. I. M. Makarova. Moscow: Mir, 1984. Print. **2.** Dorf, R. K., and R. H. Bishop. *Sovremennye sistemy upravlenija*. 9th ed. Moscow: Laboratorija Bazovyh Znanij, 2004. ISBN 5-93208-119-8. Print. **3.** *Metody klassicheskoj i sovremennoj teorii avtomaticheskogo upravlenija*. Vol. 3. Ed. K. A. Pupkova, and N. D. Egupova. 2nd ed. Moscow: Izd. MGTU im. N. Je. Baumana, 2004, 5 vols. ISBN 5-7038-2191-6. Print. **4.** Lur'e, Z. Ja., et al. "Sintez kompensacionnyh ustrojstv komp'juternyh sistem upravlenija tehnologicheskim oborudovaniem." *Pratsi Tavriys'koho derzhavnoho ahrotekhnolohichnoho universytetu*. No. 8.9. Melitopol: TSATU, 2008. 3–15. Print. **5.** Centa, E. N. "Sintez kompensacionnogo ustrojstva gidroagregata navesnogo oborudovanija traktora." *Pratsi Tavriys'koho derzhavnoho ahrotekhnolohichnoho universytetu*. No. 9.5. Melitopol: TSATU, 2009. 224–230. Print. **6.** Lur'e, Z. Ja., A. I. Panchenko and E. N. Centa "Dinamicheskaja kompensacija kolebanij v mehatronnom gidroagregate mobil'noj mashiny." *Pratsi Tavriys'koho derzhavnoho ahrotekhnolohichnoho universytetu*. No. 9.5. J. Panchenko and E. N. Centa "Dinamicheskaja kompensacija kolebanij v mehatronnom gidroagregate mobil'noj mashiny." *Pratsi Tavriys'koho derzhavnoho ahrotekhnolohichnoho universytetu*. No. 14.4. Melitopol: TSATU, 2014. 3–18. Print. **7.** Lur'e, Z. Ja., A. I. Panchenko and E. N. Centa "Dinamicheskaja kompensacija kolebanij v mehatronnogo gidroagregata mobil'noj mashiny s uchetom vlijanija dvuhfaznoj rabochej zhidkosti." *Promyslova hidravlika pnevmatyka* 3 (45) (2014): 35–44. Print.

Поступила (received) 13.01.2015

УДК 621.224

К.А. МИРОНОВ, канд. техн. наук; доц. НТУ «ХПИ»

ОСОБЕННОСТИ ТЕЧЕНИЯ ЖИДКОСТИ В НИЗКОНАПОРНЫХ РАДИАЛЬНО-ОСЕВЫХ ГИДРОТУРБИНАХ

В статье приведен анализ работ, посвященных решению прямой и обратной задач теории рабочего процесса, показано, что для совершенствования проточной части необходимо знание о закономерностях формирования энергетических характеристик в зависимости от изменения геометрических и режимных параметров. Приведены результаты расчета трехмерного вязкого потока в проточной части низконапорной радиально-осевой гидротурбины, определены распределение скоростей и давлений в различных элементах гидротурбины, при различных открытиях направляющего аппарата.

Ключевые слова: радиально-осевая гидротурбина, проточная часть, спиральная камера, направляющий аппарат, рабочее колесо.

(PO)Ввеление. Для выработки электроэнергии В радиально-осевой гидротурбине (ГТ) используется как энергия давления, так и кинетическая энергия воды. Вода, поступающая из водохранилища, течет через турбинный водовод, спиральную камеру (СК), статорное кольцо, направляющий аппарат (НА), рабочее колесо (РК) и отсасывающую трубу. Поток, который проходит через несколько рядов неподвижных и вращающихся лопастей и диффузор, становится настолько сложным, что его теоретический анализ оказывается невозможным. РО ГТ проектируются с учетом конкретных глобальных и локальных задач на основе имеющихся теорий. Однако, чаще всего, ГТ работает в условиях, отличающихся от тех, которые предусмотрены проектом.

Для того чтобы создать экономически выгодный проект, необходимо исследовать характеристики потока в различных частях ГТ, что поможет в прогнозировании работы отдельных деталей ГТ еще до ее изготовления.

Работа ГТ в целом зависит от работы отдельных ее элементов. Изменение открытия НА приводит к изменению направления нагрузки и потока, что, в свою очередь, приводит к изменению характеристик потока в различных элементах ГТ. Подобным образом, изменение скорости вращения РК оказывает влияния на характеристики потока, особенно в РК. Прочность РК является одной из важных характеристик при проектировании РК, поскольку она также влияет на характеристики потока и работу ГТ в целом.

Анализ литературных источников. ГЭС включает в себя множество узлов, но ГТ одна из самых важных, потому что от нее зависит как стоимость ГЭС, так и ее работа в целом. В случае высоконапорных 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 ГТ колеблется от 15 до 35% [1] от стоимости всего проекта. Следовательно, для создания экономически выгодного проекта очень важно исследовать характеристики потока, связанные с потерей энергии и ее передачи в различных узлах ГТ еще до того, как эти узлы будут изготовлены.

Традиционная практика прогнозирования эффективности ГТ опирается либо на теоретический подход, либо на экспериментальное тестирование уменьшенной модели. Теоретический подход позволяет определить значение эффективности, но при нем

трудно установить причину неполадок и неисправностей. И наоборот, тестирование модели оказывается дорогостоящим и занимает много времени.

До сих пор теоретический анализ потока в отдельных элементах ГТ применялся для оценки потерь и исследования потока. Современные пакеты прикладных программ СFD становятся экономически выгодным инструментом, применяемым для получения подробной информации о свойствах потока в ГТ, с учетом взаимодействия различных ее элементов. CFD широко применяется проектировщиками и исследователями для оптимизации проекта, а также для прогнозирования работы РО ГТ в целом. Трехмерное моделирование вязкого потока дает возможность определить давления и распределение скоростей в проточной части (ПЧ) ГТ.

является инструментом численного решения CFD сложных неполных дифференциальных уравнений, известных как определяющие уравнения движения подробного жидкости, используемые для описания движения потока рассматриваемом поле течения [2, 3]. Физические законы, управляющие потоками жидкости, могут быть описаны посредством точного математического описания, 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).

Самая важная причина увеличения применения CFD для решения большинства проблем движения жидкости заключается в том, что этот метод гораздо дешевле, чем экспериментальное тестирование модели ГТ. Вкратце, CFD имеет следующие преимущества:

1) Расходы и время, затрачиваемое на создание проекта и его развитие значительно меньше.

2) CFD позволяет моделировать условия движения жидкости, которые трудно воспроизвести при экспериментальном тестировании модели.

3) CFD позволяет получить более подробную и полную информацию о потоке.

4) Не требует увеличения масштаба.

Энергия на выходе из турбины всегда меньше, чем на входе. Это связано с потерями энергии в ПЧ ГТ. Общая производительность ГТ характеризуется ее КПД. В СК попадает закрученный поток, поэтому присутствуют потери трения и вихревые потери. Поток в статоре и НА проходит через каналы между лопатками, поэтому определяющими являются потери трения [4÷7].

Поток после НА поступает на вращающееся РК, где имеют место потери на трение, дисковое трение и ударные потери. Течение в отсасывающей трубе характеризуется расширением потока, где имеют место потери на трение и вихревые потери. Характер и масштаб потерь в отдельных элементах конструкции зависит от структуры потока. Следовательно, оценка потерь в отдельных элементах и во всей ПЧ ГТ необходима для повышения КПД турбины. Потери могут быть вычислены либо теоретическим путем, либо с помощью экспериментальных исследований модели. Чем точнее исследованы потери в ГТ, тем более эффективно будет работать ГТ.

Потери в гидравлической реактивной турбине классифицируются следующим образом:

Гидравлические потери. Эти потери включают потери на трение, ударные, вихревые и выходные потери, которые возникают во время движения потока жидкости в ПЧ. Величина гидравлических потерь зависит от формы, размера и условий эксплуатации ГТ, а также от вязких свойств воды, шероховатости поверхностей,

кривизны потока и изменения поперечного сечения потока. Потери на трение возникают из-за трения между слоями воды, а также между жидкостью и твердыми поверхностями и имеют место BO всех элементах конструкции ГТ. Из экспериментальных исследований известно, что градиенты давления, созданные во вращающихся каналах, отличаются от стационарных, но градиенты не являются значимыми в турбомашинах. Таким образом, потери на трение в РК могут быть вычислены с помощью формул потерь на трение для трубы, игнорируя разницу потерь на трение между неподвижной и подвижной решеткой. Многие исследователи используют данную формулу для аппроксимации потерь на трение в РК ГТ [4, 5, 8, 9].

Вихревые потери в ГТ вызваны отрывом пограничного слоя от обтекаемых поверхностей и образованием вихрей при движении воды в СК, НА, РК и отсасывающей трубе. Наибольшее вихреобразование в потоке имеет место на входе и выходе из РК и в отсасывающей трубе, особенно на нерасчетных режимах. Соотношение между вихревыми потерями в РК и отсасывающей трубе существенно зависит от быстроходности ГТ и режима работы.

Выходные потери – величина кинетической энергии потока в выходном сечении отсасывающей трубы. Гидравлические потери в элементах ПЧ могут быть уменьшены путем изменения профилей лопасти и геометрии ПЧ с использованием модельных испытаний и численного моделирования. Современные ГТ имеют высокий гидравлический КПД ≈93÷94%.

Гидравлические потери в ГТ, также состоят из пересчитываемых потерь по длине и вихревых потерь, которые не изменяются при пересчете от модели к натурной ГТ и зависят от режима работы. Формулы и последовательность пересчета были указаны в IEC 60193 для определения КПД прототипа [6].

Объемные потери. РК это вращающийся элемент, поэтому необходим зазор между неподвижной и вращающейся частями РК. Давление на входе РК намного выше, чем на выходе, следовательно, возникают некоторые утечки воды через зазор, в обход лопастей РК. Долю воды, проходящей через зазоры, называют объемными потерями и выражают в процентах от общего объемного расхода через ГТ. Эта величина называется объемным КПД. Объемный КПД турбины изменяется в пределах от 1 до 3% при использовании различных типов уплотнений в зазорах.

Дисковые потери. Дисковые потери РО ГТ – энергия, расходуемая на преодоление моментов трения жидкости о наружные поверхности ободьев и уплотнения РК, а также на вращение воды в пазухах между ободом и фундаментным кольцом, ступицей РК и крышкой ГТ [5, 8, 10, 11]. Факторы, влияющие на дисковые потери: размеры пазух, уплотнений РК, чистота обработки ободьев и уплотнительных колец, угловая скорость вращения РК.

Механические потери. Механические потери ГТ – мощность, расходуемая на преодоление моментов трения в уплотнении вала и направляющем подшипнике ГТ. Эти потери выражаются через механический КПД турбины.

Механические потери натурной ГТ при условии правильной сборки и балансировки ротора могут составлять от 0,3 до 1,5% в зависимости от типа компоновки агрегата, мощности ГТ, режима ее работы и т.д. [6]. Следует отметить, что конструкции опор модельной и натурной ГТ существенно отличаются. При одинаковых режимах работы относительные механические потери энергии модели больше, чем натурной ГТ. Поэтому пересчет механических потерь на натурную ГТ практически невозможен.

Расчет потерь. При численном моделировании, с помощью современных пакетов прикладных программ, не представляется возможным вычислить объемные, дисковые и механические потери. Гидравлические потери в СК, статоре, НА, РК и отсасывающей трубе при численном моделировании вязкого потока вычисляются как разность полной энергии на входе и выходе из каждого элемента ПЧ. Суммарная энергия является суммой энергии давления и кинетической энергии.

В РК, во вращающейся системе отсчета, общей потерей энергии является разница между общей энергией на входе и выходе из РК.

k- ε модель турбулентности. Численное моделирование пространственного потока в ПЧ ГТ было проведено для определения изменения энергетических характеристик, поэтому была выбрана k- ε модель турбулентности.

При использовании этой модели система уравнений движения жидкости дополняется двумя дифференциальными уравнениями, описывающими перенос соответственно кинетической энергии турбулентности k и скорости диссипации ε [12, 13]. k – кинетическая энергия турбулентности, определяется как дисперсия колебаний скорости ε является скоростью диссипации. Запишем два уравнения для k и ε :

$$\frac{\partial pk}{\partial t} + \nabla (pUk) = \nabla \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \nabla k \right] + P_k - p\varepsilon, \qquad (1)$$

$$\frac{\partial p\varepsilon}{\partial t} + \nabla (pU\varepsilon) = \nabla \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{\varepsilon}} \right) \nabla \varepsilon \right] + \frac{\varepsilon}{k (C_{S1}P)_k} - C_{S2} p\varepsilon , \qquad (2)$$

где $\mu_t = C_{\mu} p \frac{k^2}{\varepsilon}$, $C_{\mu} = 0.09$, $C_{S1} = 1.44$, $C_{S2} = 1.92$, $\sigma_k = 1.0$, $\sigma_{\varepsilon} = 1.3$, P_k – учитывает

возникновение турбулентности за счет сил вязкого трения и определяется:

$$P_k = \mu_t \nabla U \Big(\nabla U + \nabla U^T \Big) - \frac{2}{3} \nabla U \Big(3\mu_t \nabla U + pk \Big) + P_{kb} \,.$$

Расчеты показывают, что вблизи твердых стенок происходит весьма резкое изменение параметров k и ε . Для надлежащего разрешения этих изменений приходится использовать весьма густую расчетную сетку. Вместо этого часто используют подход, при котором у стенки выделяется небольшая область, в которой не выполняется численное решение уравнений (1) и (2), а вместо этого искомые параметры рассчитываются по алгебраическим формулам, описывающим типовые пристеночные слои.

Сборка рассматриваемой геометрической модели ГТ показана на рис. 1.



Рис. 1 – Сборка геометрической модели ГТ

В результате расчета были определены распределение скоростей и давлений в различных элементах турбины, при различных открытиях НА. Эти графики (на рисунках приведены графики для оптимального режима) дают представление об изменении давлений и скоростей в пределах рассматриваемой области течения. Картина течения потока в СК представлена на рис. 2.

Из рис. З видно, что давление больше у наружных стен СК и уменьшается по направлению к выходу из спирали. Повышение давления наблюдается также в конце спирали.





Рис. 3 – Распределение давления в СК

Давление непрерывно убывает вдоль меридионального направления от входа в статор к выходу из РК, как видно из рис. 4. Давление становится отрицательным на выходе из РК из-за влияния отсасывающей трубы.

Расположение линий тока в отсасывающей трубе (рис. 5) показывает, что скорость снижается от входа к выходу из отсасывающей трубы, за счет чего происходит преобразование кинетической энергии в энергию давления. Существует постепенное падение давления от входа к выходу по всасывающей и напорной стороне лопастей РК.



Velocity GAYO-SLS7 IMM -11.20 -2.50 -4.51 -1.13 In 19-11

Рис. 4 – Распределение давления в меридиональной плоскости РК

Рис. 5 – Линии тока в отсасывающей трубе

Выводы

1) Экспериментальный подход для оценки эффективности работы ГТ является дорогостоящим, а также занимает много времени. С другой стороны, CFD подход является быстрым и экономически эффективным.

2) Потери в различных элементах ПЧ зависят от открытия НА. Потери в СК и статоре увеличиваются, в то время потери в НА и отсасывающей трубе уменьшается с

открытием НА. Потери в РК, а также полные потери минимальны на оптимальном режиме работы. Гидравлический КПД турбины в значительной мере зависит от потерь в РК и отсасывающей трубе.

3) Распределение давления, скорости и углы потока от ступицы к ободу незначительно зависят от открытия НА. Абсолютная, окружная и меридиональная скорости практически постоянны при уменьшении углов потока от ступицы к ободу. Относительная скорость увеличивается от ступицы к ободу и на входе и выходе на всех открытиях НА. Давление остается почти постоянным от ступицы к ободу и зависит от открытия НА. Нагрузка на лопасть является более равномерной на расчетном режиме работы.

Список литературы: 1. Аршеневский, Н. Н. Гидроэлектрические станции [Текст] / Н. Н. Аршеневский. -М. : Энергоатомиздат, 1987. - 464 с. 2. Chung, T. J. Computational fluid dynamics [Text] / Т. J. Chung. -Cambridge university press, 2002. - 1012 p. - 349 b/w illus., 28 tabl., 32 ex. - ISBN 0-521-59416-2. 3. Wilcox, David C. Turbulence Modeling for CFD [Text] / David C. Wilcox. - DCW Industries, Inc., 1993. -460 p. 4. Ruprecht, A. Unsteady Flow Simulation in Hydraulic Machinery [Text] / A. Ruprecht // Task Ouarterlv. - 2002. - Vol. 6. - № 1. - Р. 187-208. 5. Барлит, В. В. Гидравлические турбины [Текст] / В. В. Барлит. - Киев : Вища школа, 1977. - 360 с. 6. Модельные приемо-сдаточные испытания гидравлических турбин, насосов гидроаккумулирующих станций и насос-турбин [Текст] : МЭК 60193. -1999. – 567 с. 7. Раабе, И. Гидравлические машины и установки [Текст] / И. Рабе. – М. : Энергия, 1974. – 312 с. 8. Поспелов, А. Ю. Расчет течения и прогнозирование гидравлических качеств гидротурбин [Текст] / А. Ю. Поспелов, А. А. Жарковский // Научно-технические ведомости СПбГПУ. – Наука и образование. – 2011. – № 3. – С. 227–231. 9. Borges, J. E. A Three-Dimensional Inverse Method for Turbomachinery [Text] : Part I – Theory / J. E. Borges ; [пер. с англ. «Мир»]. – М. : Всесоюзная книжная палата, 1990. – № 12. – С. 39–48. 10. Макаров, В. В. Объемные и дисковые потери в радиально-осевых гидротурбинах [Текст] / В. В. Макаров, И. М. Пылев, В. М. Пьянов // Энергомашиностроение. - 1982. -№1. – С.11–14. 11. Русанов, А. В. Математическое моделирование и исследование физических процессов в проточных частях гидротурбин [Текст] / А. В. Русанов // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2013. – № 7 (б4). – т. 4. – С. 42–48. **12.** *Черный, С. Г.* Численное моделирование течений в турбомашинах [Текст] : моногр. / С. Г. Черный [и др.] ; отв. ред. Ю. И. Шокин. – Новосибирск : Наука, 2006. - 201 с. : ил. - Библиогр.: с. 197-201. - 300 экз. - ISBN 5-02-032558-9. 13. Versteeg, Н. Ап Introduction to Computational Fluid Dynamics [Text] : The Finite Volume Method (2nd Edition) / H. Versteeg, W. Malalasekera. – Pearson Education Limited, 1995. – 257 c.

Bibliography (transliterated): 1. Arshenevskij, N. N. Gidrojelektricheskie stancii. Moscow: Jenergoatomizdat, 1987. Print. 2. Chung, T. J. Computational fluid dynamics. Cambridge university press, 2002. ISBN 0-521-59416-2. Print. 3. Wilcox, David C. Turbulence Modeling for CFD. DCW Industries, Inc., 1993. Print. 4. Ruprecht, A. "Unsteady Flow Simulation in Hydraulic Machinery." Task Ouarterly 6.1. (2002): 187-208. Print. 5. Barlit, V. V. Gidravlicheskie turbiny. Kiev: Vishha shkola, 1977. Print. 6. Model'nye priemosdatochnye ispytanija gidravlicheskih turbin, nasosov gidroakkumulirujushhih stancij i nasos-turbin. MJeK 60193. 1999. Print. 7. Raabe, I. Gidravlicheskie mashiny i ustanovki. Moscow: Jenergija, 1974. Print. 8. Pospelov, A. Ju., and A. A. Zharkovskij. "Raschet techenija i prognozirovanie gidravlicheskih kachestv gidroturbin." Nauchno-tehnicheskie vedomosti SPbGPU. No. 3. Nauka i obrazovanie, 2011. 227-231. Print. 9. Borges, J. E. "A Three-Dimensional Inverse Method for Turbomachinery: Part I – Theory." No. 12. Moscow: Vsesojuznaja knizhnaja palata, 1990. 39-48. Print. 10. Makarov, V. V., I. M. Pylev and V. M. P'janov. "Ob#emnye i diskovye poteri v radial'no-osevyh gidroturbinah." Jenergomashinostroenie 1 (1982): 11-14. Print. 11. Rusanov, A. V. "Matematicheskoe modelirovanie i issledovanie fizicheskih processov v protochnyh chastjah gidroturbin." Vostochno-Evropejskij zhurnal peredovyh tehnologij 7 (64) (2013): 42-48. Print. 12. Chernyj, S. G. Chislennoe modelirovanie techenij v turbomashinah. Ed. Ju. I. Shokin. Novosibirsk: Nauka, 2006. ISBN 5-02-032558-9. Print. 13. Versteeg, H., and W. Malalasekera. An Introduction to Computational Fluid Dynamics: The Finite Volume Method. 2nd ed. Pearson Education Limited, 1995. Print.

Поступила (received) 14.01.2015

УДК 532.5:621.65.01

Н.Г. ШЕВЧЕНКО, канд. техн. наук; доц. НТУ «ХПИ»; *А.Л. ШУДРИК*, аспирант НТУ «ХПИ»

ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПОТОКА ВЯЗКОЙ ЖИДКОСТИ В СТУПЕНИ ПОГРУЖНОГО ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА

Рассматривается численное моделирование потока вязкой жидкости в ступени погружного центробежного насоса для нефтегазовых промыслов. Проанализированы пакеты прикладных программ для моделирования и расчет течения вязкой жидкости в каналах гидромашин. Проведены тестовые расчеты ступени центробежного насоса ЭЦН5-80 для воды при нормальных условиях. Выполнены расчеты рабочих характеристик для различных значений вязкости перекачиваемой жидкости. Проанализированы результаты численных экспериментов с теми, которые были получены по эмпирическим зависимостям.

Ключевые слова: центробежная ступень, рабочее колесо, направляющий аппарат, математическая модель течения жидкости, рабочие характеристики, численное моделирование.

Введение

Одним из основных средств механизированной добычи нефти являются установки с погружными электроприводными многоступенчатыми центробежными насосами (ЭЦН). Схема установки ЭЦН в скважине представлена на рис. 1. Анализ причин отказов установок с ЭЦН показал, что насос является наименее надежным элементом всего комплекса. Преимущества применения ЭЦН – это равномерность и широкие границы регулирования расхода (при относительно высоком КПД), возможность непосредственного соединения с электродвигателями, сепараторами и эжекторами, небольшие габаритные размеры и вес. Основными факторами, усложняющими работу ЭЦН в скважине, являются наличие газа, воды, отложения парафина, механических солей И примесей, большой диапазон вязкости перекачивающей продукции.



Рис. 1 – Схема установки ЭЦН: *1* – пласт; *2* – скважина; *3* – ЭД; *4* – насос; *5* – насосно-компрессорные трубы (НКТ); *6* – кабель; *7* – оборудование устья скважины

© Н.Г. Шевченко, А.Л. Шудрик, 2015

Отклонения от оптимального режима работы насоса, при указанных выше факторах, приводят к срыву подачи перекачиваемой продукции, преждевременному износу элементов насоса, вибрациям, заклиниванию и др. техническим проблемам.

Поэтому численное моделирование потока нефтяной продукции в ступени насоса, прогнозирование и анализ интегральных характеристик ЭЦН для различных режимов работы насоса является актуальной задачей, решение которой позволит повысить надежность и эффективность работы всей насосной установки. В данной работе рассматривается первый этап исследований – определение гидродинамических характеристик ступени центробежного насоса ЭЦН5-80 для воды и пластовой нефти (без учета газа и механических примесей).

Анализ литературных источников

Фундаментальные классические К. Пфлейдерера, труды А.А. Ломакина, Г.Ф. Проскуры, А.И. Степанова, А. Стодола, С.С. Руднева, А.Н. Шерстюка, А.К. Михайлова и др. заложили теоретический базис в насосостроении. Анализ этих работ показывает, что картина течения в центробежных насосах сложна и многообразна. Основной особенностью течения во вращающихся искривленных каналах, а также в кольцевых областях с вращающимися границами, является развитие интенсивных вторичных течений, вызываемых действием кориолисовых И центробежных сил инерции. От них зависят отрыв потока и гидравлические потери напора в насосе.

Общий случай движения жидкости описывается уравнениями Навье-Стокса (или Рейнольдса), однако их решение, ввиду сложности, до недавнего времени было возможно лишь с существенными допущениями и упрощениями. Одним из таких методов, получившим широкое распространение в насосостроении, является метод Раухмана, в котором жидкость полагается невязкой, а течение – потенциальным [1]. В настоящее время разработано множество различных методов расчета как в меридианной, так и в радиальной плоскостях, а также расчеты, реализуемые в квазитрехмерном подходе [2, 3].

В последние десятилетия лучшие из разработанных методов моделирования и расчета течения жидкости и газа в областях произвольной геометрической формы, в том числе и в проточных частях гидромашин, были реализованы в виде коммерческих программных ANSYS (CIIIA), FlowVision (Россия), продуктов, таких как Star-CCM+ (CIIIA), свободных пакетов SALOME (Франция). а также *OpenFoam* (Великобритания), которые получили широкое распространение [4÷6].

погружных центробежных насосов, Большой вклад В исследовании используемых в нефтяной промышленности, внесли Р.И. Кривченко, П.Д. Ляпков, И.Т. Мищенко, Ш.К. Гиматудинов, И.М. Муравьев Оригинальная И дp. гидродинамическая схема и конструкция ступени насоса ЭЦН обуславливают особенности рабочего процесса и расчета по сравнению со ступенями насосов общего назначения. В частности, течение в каналах ЭЦН происходит вне зоны автомодельности, поэтому характеристики насоса сильно зависят от вязкости. Также существенно влияют на характеристики технологические отклонения размеров и форм проточной части. Из-за невозможности соблюдения геометрического подобия по толщине лопаток, относительной шероховатости невыполнимо создание скважинных насосов пересчетом поверхностных.

В данной работе исследуется движение жидкости в малогабаритной ступени, спроектированной ОАО «Борец» для насосной установки ЭЦН5-80 [7]. Схема сборки

ступеней – с плавающим рабочим колесом. Проектный напор ступени 5,4 м при номинальной подаче 80 м³/сут.

Постановка задачи

Рассмотрим течение жидкости В одной ступени многоступенчатого центробежного насоса ЭЦН5-80. На рис. 2 представлена ступень центробежного насоса (ЭЦН). Ступень состоит из рабочего колеса (р.к.) - ротора, вращающегося со скоростью ω , и направляющего аппарата (н.а.) – статора. Течение в ступени представляет собой сложный гидродинамический процесс. Расчетная область, в которой движется среда, состоит из межлопаточного пространства а, вращающегося с угловой скоростью ω , межлопаточного неподвижного канала статора δ и кольцевых каналов, где поток поворачивается практически на 180 градусов. На характер течения существо влияют силы трения жидкой среды о стенки, диффузорность каналов способствует отрыву потока и его турбулизации. Изменение угла натекания потока на входе в решетки профилей р.к. и н.а. на режимах, отличающихся от оптимальных, вызывает ударные вихревые потери. Для расчета такого течения необходимо использовать математические модели высокого уровня – учитывающих вязкость среды, турбулентность течения, развивающегося в канале сложной трехмерной геометрии. При этом задание полной 3D геометрии всей проточной части является необходимым, условием решения задачи.



Рис. 2 – Ступень ЭЦН: 1 – ротор; 2 – статор

Математическая модель движения жидкости в ступени ЭЦН

На первом расчетном этапе среда предполагается однофазной несжимаемой вязкой, течение – развитое турбулентное, моделируемый процесс изотермическим, критерием турбулентности является число Рейнольдса.

Для математического моделирования турбулентных течений в проточной части ЭЦН используем систему уравнений неразрывности и Рейнольдса осредненного турбулентного движения:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_{j}} (\rho u_{j}) = 0;$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho u_{i}) + \frac{\partial}{\partial x_{j}} (\rho u_{i} u_{j}) + \frac{\partial}{\partial x_{j}} (\rho u_{i}' u_{j}') = -\frac{\partial p}{\partial x_{i}} + \frac{\partial}{\partial x_{j}} \left[\mu \left(\frac{\partial u_{i}}{\partial x_{j}} + \frac{\partial u_{j}}{\partial x_{i}} \right) \right] + f_{i},$$
(1)

где *i*, j=1...3 – суммирование по одинаковым индексам; x_1, x_2, x_3 – оси координат;

*u*₁, *u*₂, *u*₃ – осредненные по времени значения скоростей;

 u'_{1}, u'_{2}, u'_{3} – пульсационные составляющие скоростей;

 f_i – выражает действие массовых сил.

Течение во вращающихся рабочих органах рассматриваются в относительной системе координат, при этом член f_i в правой части уравнения (1) выражает действие центробежных и кориолисовых сил:

$$\vec{f}_i = -\rho \left(2\vec{\omega} \times \vec{u} + \vec{\omega} \times \left(\vec{\omega} \times \vec{r} \right) \right),$$

где *w* – угловая скорость вращения;

 \vec{r} – радиус-вектор (модуль которого равен расстоянию от данной точки до оси вращения.

Для замыкания системы уравнений (1) используются различные модели турбулентности. В данной работе была использована модель турбулентности стандартная дифференциальная k- ε модель. При использовании этой модели система уравнений движения жидкости (1) дополняется системой дифференциальных уравнений, описывающих перенос соответственно кинетической энергии турбулентности k и скорости диссипации ε [8, 9]:

$$\begin{cases}
\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_{j}}(\rho \overline{u_{j}}k) = \frac{\partial}{\partial x_{j}}\left(\Gamma_{k}\frac{\partial k}{\partial x_{j}}\right) + P_{k} - \rho\varepsilon; \\
\frac{\partial}{\partial t}(\rho\varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_{j}}(\rho \overline{u_{j}}\varepsilon) = \frac{\partial}{\partial x_{j}}\left(\Gamma_{\varepsilon}\frac{\partial\varepsilon}{\partial x_{j}}\right) + \frac{\varepsilon}{k}(C_{\varepsilon 1}P_{k} - \rho C_{\varepsilon 2}\varepsilon),
\end{cases}$$
(2)

где $P_k = -\rho \overline{u_i u_j} \frac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_j}$ – член, выражающий генерацию энергии k;

$$\Gamma_k = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k}, \Gamma_\varepsilon = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon}.$$

Параметры скорости диссипации є и турбулентная вязкость μ_t определяются выражениями:

$$\varepsilon = \frac{\mu}{\rho} \overline{\left(\frac{\partial u_i'}{\partial x_j}\right)^2}, \ \mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon},$$

где $C_{\mu} = 0,09, C_{\varepsilon 1} = 1,44, C_{\varepsilon 2} = 1,92, \sigma_k = 1,0, \sigma_{\varepsilon} = 1,3.$

Стоит отметить, что в отличие от молекулярной вязкости μ , турбулентная вязкость μ_t не является свойством жидкости, а зависит от самого течения и для заданного течения может меняться от точки к точке.

Создание расчетной области и численная реализация

Для создания твердотельной модели ступени используется графический пакет «Компас 3D». На рис. 3 показана геометрия рабочего колеса и направляющего аппарата насоса (без одного из покрывающих дисков).

Для того чтобы импортировать созданную твердотельную модель в ПП «*FlowVision*», надо создать трехмерную модель объема жидкости, что заполняет ступень.

После импорта производится определение расчетных областей. Первая – рабочее колесо, вторая – направляющий аппарат. Под областью расчета понимается 3D модель объема жидкости, в которой определены уравнения математической модели, и границы объема, на которых заданы граничные условия. Расчетная область ограничена так, чтобы границы не влияли на результаты расчетов.



Рис. 3 – Твердотельная модель ЭЦН в графическом пакете «Компас 3D»: *а* – рабочее колесо; *б* – направляющий аппарат

Граничные условия

Граничные условия задаются для каждой расчетной переменной. Чтобы облегчить выбор и исключить постановку несовместимых граничных условий в ПП «*FlowVision*», они объединены в модуле «*Type of boundary*». Каждый тип границы соответствует некоторому физическому процессу, происходящему на границе.

При постановке задачи задавались следующие граничные условия:

• рабочее колесо

а) стенка, вращающаяся с логарифмическим законом изменения скорости в турбулентном приграничном слое (частота вращения n=2910 мин⁻¹);

б) на входе задавалась нормальная скорость при оптимальном расходе;

в) выход – скользящая поверхность.

направляющий аппарат

а) стенка с логарифмическим законом изменения скорости в турбулентном приграничном слое;

б) вход – скользящая поверхность;

в) выход – свободный выход.

Расчетная сетка

Для решения систем дифференциальных уравнений в частных производных (1) и (2), в ПП «*FlowVision*», используется метод конечных разностей с прямоугольной расчетной сеткой. Для повышения точности решения используется адаптивная локально измельченная сетка – локальное измельчение расчетной сетки около границ области: 1-й уровень – вход, выход, скользящие поверхности; 2-й уровень – стенки и профили р.к. и н.а. – рис. 4.



Рис. 4 – Фрагмент расчетной сетки в области рабочего колеса

Анализ полученных результатов

Созданная математическая модель описывает течение жидкости в одной ступени насоса, в то время как общие характеристики насоса (расходно-напорная кривая, КПД) получают экспериментально для всего насоса в сборе. В случае многоступенчатых насосов напорную характеристику для ступени можно рассчитать делением общего напора на количество ступеней, т. к. общий напор складывается из суммы напоров каждой ступени. Именно таким образом была получена экспериментальная кривая напора ступени. В случае с коэффициентом полезного действия такой подход невозможен, т. к. общий коэффициент полезного действия всегда представляется в виде произведения его составляющих [10]. Поэтому в рамках настоящей работы был рассчитан гидравлический коэффициент полезного действия для ступени центробежного насоса.

Расходно-напорная характеристика – H=f(Q)

Для оценки достоверности используемой расчетной модели на рис. 5 представлено сравнение расчетной характеристики – кривая 2 с экспериментальными данными – кривая 1 [7].

Как видно, при оптимальных значениях дебита экспериментальная и расчетная характеристики H=f(Q) совпадают в диапазоне расхода $0.75Q_{ont} \le Q \le 1.25Q_{ont}$. Максимальная относительная погрешность по напору достигает 7% – при нулевом значении расхода насоса; при значении расхода $2Q_{ont}$, относительная погрешность изменяет знак и равна 3,8%. Это можно объяснить следующими причинами: неизвестна количественная оценка турбулентных параметров в эксперименте и принятых при расчете; при моделировании использованы свойства дистиллированной воды, что может не соответствовать условиям проведения эксперимента; готовое изделие, участвующее в эксперименте, может на 5÷10% отличатся от чертежей, на основе которых построена математическая модель; технология изготовления и материал.

Коэффициент полезного действия $\eta = f(Q)$

Для оценки эффективности ЭЦН был рассчитан коэффициент полезного действия ступени, представляющий собой отношение полезной мощности к мощности, передаваемой потоку жидкости. Согласно результатам анализа расчетной кривой КПД – кривая 3, рис. 5, наиболее эффективный режим работы ступени соответствует дебиту 60÷100 м³/сут, что согласуется с экспериментальными данными [7].



Рис. 5 – Интегральные характеристики ЭЦН (вода): 1, 2 – расходно-напорные характеристика, полученные экспериментально и численным методом; 3 – КПД

Структура потока при работе ЭЦН на воде

В результате численного эксперимента были получены распределения скорости жидкости во всех точках расчетной области (рис. 6 и рис. 7), а также их значение на определенных ранее граничных условиях. В данной работе анализ распределения скорости и давления в лопаточных каналах проводиться не будет.



Рис. 6 – Распределение скорости в рабочем колесе



Рис. 7 – Распределение скорости в направляющем аппарате

Влияние вязкости на характеристики работы ступени

На работу центробежного насоса большое влияние имеет величина вязкости перекачиваемой продукции. При увеличении вязкости подача, напор и КПД насоса уменьшаются, а потребляемая мощность возрастает, при этом меняется форма характеристик насоса. Уменьшение напора и подачи с увеличением вязкости объясняется увеличением потерь на трение в проточной части насоса, а рост мощности происходит главным образом из-за увеличения дисковых потерь.

Характеристики насоса при перекачивании вязкой жидкости строят путем перерасчета характеристик, полученных при работе его на воде, с помощью исследовательских поправочных коэффициентов K_Q , K_H , K_η . Для вычисления этих эмпирических коэффициентов существует большое количество методик, формул и номограмм. При этом отмечается многообразие полученных формул, зависимость их от числа *Re*, типа насоса, диапазона вязкости и т.д.

На рис. 8 представлены результаты расчета ЭЦН для 3-х типов несжимаемой жидкости: 1 - вода ($\rho=1000 \text{ кг/м}^3$, $\mu_w=0,001 \text{ Па·с}$); 2 -нефтеводяная эмульсия (доля воды – 56,3%, $\rho=978,9 \text{ кг/м}^3$, $\mu_{oil-w}=0,02017 \text{ Па·с}$); 3 -пластовая нефть ($\rho=978,9 \text{ кг/м}^3$, $\mu_{oil}=0,08 \text{ Па·с}$). Проведено сопоставление численных результатов с данными, рассчитанными по методике П.Д. Ляпкова [11] для погружных нефтяных насосов.



Рис. 8 – Сопоставление характеристик насоса ЭЦН5-80 при работе на трех типах жидкости: *a* – расходно-напорная характеристика; *б* – КПД; *l* – вода (ρ=1000 кг/м³, μ_w=0,001 Па·с); *2* – нефтеводяная эмульсия (доля воды – 56,3%, *p*=078.9 кг/м³, μ_w = 0.02017 Πа·с); *2'* – чефтеводяная эмульсия (доля воды – 56,3%,

 ρ =978,9 кг/м³, μ_{oil-w} =0,02017 Па·с); 2' – нефтеводяная эмульсия (пересчет по методике П.Д. Ляпкова); 3 – пластовая нефть (ρ =978,9 кг/м³, μ_{oil} =0,08 Па·с)

Выводы

1. Помимо количественного сопоставления интегральных характеристик стоит отметить подтверждение качественных эффектов, возникающих при работе насоса на вязких жидкостях. К ним относятся: уменьшение напора, коэффициента полезного действия ЭЦН и смещение диапазона оптимальных подач в сторону меньших значений расходов с увеличением вязкости.

2. Рассмотренная математическая модель несжимаемой жидкости с достаточной точностью позволяет прогнозировать гидродинамические характеристики ЭЦН для рабочего диапазона вязкости продукции в скважине (от 1 мПа·с до 80 мПа·с).

Проведен информационный анализ возможностей 3. использования программной продукции «FlowVision». Математические модели, включенные в «FlowVision», разделены на две группы – базовые и специальные модели. Базовые модели предназначены для моделирования широкого класса гидродинамических явлений. Для проведения тестовой задачи в работе использовалась модель «Incompressible Fluid» – предназначена для моделирования течения жидкости при больших (турбулентных) числах Рейнольдса и при малых изменениях плотности. На сегодняшний день не существует универсальной модели турбулентности, которая могла бы применяться при моделировании дизайнер течений жидкости или газа. Поэтому необходимо обоснованно выбрать модель турбулентности, которая лучшим образом «подходит» для моделирования узких каналах.

Новые специальные модели «*FlowVision*» предназначены для моделирования движения жидкости (газа) при учете дополнительных физико-химических эффектов, характерных для узкоспециальных приложений. По нашему направлению исследований можно использовать:

• модель зазора (*Gap model*) – модель, предназначенная для учета сопротивления, создаваемого узким каналом;

• модель частицы (*Particles*) – модель предназначена для моделирования двухфазных течений с частицами. Несущая фаза может быть жидкостью или газом. Частицы могут быть твердыми или жидкими.

В дальнейшем планируется использовать ПП для прогнозирования гидродинамических характеристик ЭЦН при перекачке 2-х фазной продукции скважины и продукции с учетом механических примесей.

Список литературы: 1. Раухман, Б. С. Расчет обтекания несжимаемой жидкостью решеток профилей на осесимметричной поверхности в слое переменной толщины [Текст] / Б. С. Раухман // Изд. АН СССР, МЖГ. - 1971. - №1. - С. 83-89. 2. Жарковский, А. А. Математическое моделирование рабочих процессов в центробежных насосах низкой и средней быстроходности для решения задач автоматизированного проектирования [Текст] : автореф. дис. ... д-ра техн. наук : 05.04.13 / Жарковский Александр Аркадьевич ; Санкт-Петербургский государственный политехнический университет. – Санкт-Петербург, 2003. – 32 с. 3. Шкарбуль, С. Н. Гидродинамика потока в рабочих колесах центробежных турбомашин [Текст] / С. Н. Шкарбуль. - СПб. : СПбГТУ, 1996. - 356 с. 4. Кочевский, А. Н. Современный поход к моделированию и расчету течений жидкости в лопастных гидромашинах [Текст] / А. Н. Кочевский // Вісник СумДУ. – 2003. – №13 (59). – С. 178–187. 5. Zangeneh, M. Advanced design software for pumps [Text] / M. Zangeneh // WorldPumps. - 2007. - June. - С. 28-31. 6. Хитрых, Д. Ansys Turbo : Сквозная технология проектирования лопаточных машин [Текст] : рус. ред. Д. Хитрых // Ansys Solution. - 2007. -№ 6. – С. 31–37. 7. ОАО «Борец» [Электронный ресурс]. – Режим доступа: http://borets.ru. – 05.01.2015 г. 8. Хитрых, Д. Ansys Turbo : Обзор моделей турбулентности [Текст] : рус. ред. Д. Хитрых // Ansys Solution – 2005. – № 1. – С. 9–11. 9. Барашков, С. А. FlowVision – современный инженерный инструмент в исследовании газодинамических характеристик компрессоров [Текст] / С. А. Барашков и др. // САПР и Графика. – 2005. – № 1. – С. 44–48. 10. Ивановский, В. Н. Скважинные насосные установки для добычи нефти [Текст] / В. Н. Ивановский и др. – Нефть и газ РГУ нефти и газа им. И. М. Губкина, 2002.–824 с. : ил. - Библиогр.: с. 815 (74 назв.). - 800 экз. - ISBN 5-7246-0206-7 (в пер.). 11. Ляпков, П. Д. Подбор установки погружного центробежного насоса к скважине [Текст] : учеб. пособие / П. Д. Ляпков. – М. : МИНГ. 1987. – 71 с.

Bibliography (transliterated): 1. Rauhman, B. S. "Raschet obtekanija neszhimaemoj zhidkost'ju reshetok profilej na osesimmetrichnoj poverhnosti v sloe peremennoj tolshhiny." Izd. AN SSSR, MZhG 1 (1971): 83-89. Print. 2. Zharkovskij, A. A. Matematicheskoe modelirovanie rabochih processov v centrobezhnyh nasosah nizkoj i srednej bystrohodnosti dlja reshenija zadach avtomatizirovannogo proektirovanija. Avtoref. dys. na zdobuttja nauk. stupenja d-ra tehn. nauk. Saint-Petersburg, 2003. Print. 3. Shkarbul', S. N. Gidrodinamika potoka v rabochih kolesah centrobezhnyh turbomashin. Saint-Petersburg: SPbGTU, 1996. Print. 4. Kochevskij, A. N. "Sovremennyj pohod k modelirovaniju i raschetu techenij zhidkosti v lopastnyh gidromashinah." Visnyk SumDU. No. 13 (59). 2003. 178-187. Print. 5. Zangeneh, M. "Advanced design software for pumps." WorldPumps. June. 2007. 28-31. Print. 6. Hitryh, D. "Ansys Turbo: Skvoznaja tehnologija proektirovanija lopatochnyh mashin." Ansys Solution 6 (2007): 31-37. Print. 7. Otkrytoe akcionernoe obshhestvo "Borec". OAO "Borec", 2015. Web. 05 January 2015 http://borets.ru>. 8. Hitryh, D. "Ansys Turbo: Obzor modelej turbulentnosti." Ansys Solution 1 (2005): 9-11. Print. 9. Barashkov, S. A., et al. "FlowVision - sovremennyj inzhenernyj instrument v issledovanii gazodinamicheskih harakteristik kompressorov." SAPR i Grafika 1 (2005): 44-48. Print. 10. Ivanovskij, V. N., et al. Skvazhinnye nasosnye ustanovki dlja dobychi nefti. Neft' i gaz Gubkin Russian State University of Oil and Gas, 2002. ISBN 5-7246-0206-7. Print. 11. Ljapkov, P. D. Podbor ustanovki pogruzhnogo centrobezhnogo nasosa k skvazhine. Moscow: MING, 1987. Print.

Поступила (received) 08.01.2015

УДК 621.24

М.Б. МАРАХОВСКИЙ, канд. техн. наук; доц. НТУ «ХПИ»; *А.И. ГАСЮК*, канд. техн. наук; доц. НТУ «ХПИ»

ПРОГНОЗИРОВАНИЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТУРБОБУРА

Предложена математическая модель рабочего процесса турбины, позволяющая производить прогнозную оценку энергетической характеристики турбобура, а также оценить влияние геометрических параметров проточной части на энергетические качества турбины. Применение изложенного численного моделирования энергетических характеристик позволяет качественно повысить технический уровень разрабатываемых турбобуров.

Приведено сравнение энергетических характеристик турбобура, полученных на базе разработанной математической модели и в результате стендовых испытаний.

Ключевые слова: турбобур, энергетическая характеристика, математическая модель, проточная часть, турбина.

Введение

Анализ современного состояния научно-технического развития отечественной буровой отрасли показывает актуальность использования новых подходов к разработке забойных двигателей с высокими энергетическими качествами, предназначенных для работы с различным породоразрушающим инструментом.

Проблеме повышения энергетических качеств забойных двигателей, проектирования их энергетических характеристик посвящен ряд исследований [1], где рассмотрены различные подходы к моделированию рабочего процесса.

Предлагаемая методика моделирования позволяет прогнозировать энергетическую характеристику турбины и исследовать влияние геометрических параметров проточной части на энергетические качества турбобура на разных этапах проектирования.

Основная часть

В инженерной практике для построения энергетических характеристик турбобура широко используется упрощенный подход [2]. Развиваемый турбиной крутящий момент в зависимости от частоты вращения ротора турбины определяется по выражению:

$$M = M_{\rm T} \left(1 - \frac{n}{n_{\rm x}} \right),$$

где $M_{\rm T}$ – предельный крутящий момент; n – частота вращения ротора; $n_{\rm x}$ – частота вращения ротора на холостом режиме.

Либо используются преобразованные формулы, определяющие крутящий момент и перепад давления на режиме максимальной мощности:

$$M = 2\pi^2 Q \rho r^2 n z; \ p = 4\pi^2 \rho r^2 n z / \eta; N = 2\pi M n; \eta = \frac{2\pi M n}{PQ},$$

где *р* – перепад давления на турбине; *η* – КПД.

При пересчете параметров характеристики турбины на другие значения расхода, плотности жидкости и числа ее ступеней рекомендуется [2] пользоваться выражениями:

© М.Б. Мараховский, А.И. Гасюк, 2015

 $n \sim Q; M \sim Q^2; p \sim Q^2; N \sim Q^3; \eta \text{ inv } Q; n \text{ inv } \rho; M \sim \rho; p \sim \rho; N \sim \rho;$ $\eta \text{ inv } \rho; n \text{ inv } z; M \sim z; p \sim z; N \sim z; n \text{ inv } z,$

где *N* – мощность турбины; *z* – количество турбинных ступеней; *r* – средний радиус решетки турбины.

Типичный вид характеристики, полученной указанным методом [2] приведен на рис. 1.



Рис. 1 – Энергетическая характеристика турбобура: *М* – крутящий момент; *М*_т – тормозной момент; *N* – мощность; *p* – перепад давления; *n* – частота вращения; *η* – КПД

Характеристики серийно выпускаемых турбин определяются экспериментально при испытаниях на турбинном стенде. Основные параметры стендовых энергетических характеристик серийных и некоторых опытных турбин турбобуров приведены в специализированных справочниках.

Для исследования рабочего процесса, а также оценки влияния геометрических параметров проточной части на энергетические характеристики турбины необходима математическая модель, с достаточной для инженерных расчетов степенью точности, связывающая геометрические и режимные параметры.

Функциональные зависимости между основными параметрами могут быть представлены в безразмерной форме:

$$K_1 = f(K_Q, L, K_{III}, Re), K_2 = f(K_Q, L, K_{III}, Re), K_3 = f(K_Q, L, K_{III}, Re), K_3 = f(K_Q, L, K_{III}, Re), K_4 = \frac{MD}{\rho Q^2}; K_H = \frac{gHD^4}{Q^2}; K_Q = \frac{\omega D^3}{Q}.$$

Для построения математической модели используем основные уравнения рабочего процесса:

– основное уравнение гидротурбины:

$$H_{T} = H\eta_{\Gamma} = \frac{\left(\overline{\Gamma}_{1} - \overline{\Gamma}_{2}\right)\omega}{2\pi g}; \qquad (1)$$

- уравнение баланса удельных энергий:

$$H = H_T + h_{\Gamma}; \tag{2}$$

 уравнение связи осредненных циркуляций на входе и выходе из рабочего колеса [4]:

$$\overline{\Gamma}_{2} = k\overline{\Gamma}_{1} + (1-k)i_{0} + (1-k)2\pi R_{a}^{2}\omega.$$
(3)

Приведя уравнения (1)÷(3) к безразмерной форме, получим [3]:

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

$$\frac{\overline{\Gamma}_{2}D}{Q} = k \frac{\overline{\Gamma}_{1}D}{Q} - (1-k)\mu + \frac{\pi}{2}\Lambda^{2} \frac{\omega D^{3}}{Q},$$
 (4)

где

$$k_{H_{T}} = \frac{1}{2\pi} \left(\frac{\overline{\Gamma}_{1}D}{Q_{k}} - \frac{\overline{\Gamma}_{2}D}{Q_{k}} \right) \frac{\omega D^{3}}{Q_{k}};$$

$$k_{h_{\Gamma}} = k_{pk} \left(\frac{\overline{\Gamma}_{1}D}{Q}, \frac{\omega D^{3}}{Q}, L'_{pk} \right) + k_{CT} \left(\frac{\omega D^{3}}{Q}, L'_{CT} \right).$$
(5)

Таким образом, расчет энергетической характеристики гидротурбины требует знания безразмерной напорной теоретической характеристики

$$k_{H_T} = k_{H_T} \left(\frac{\overline{\Gamma}_1 D}{Q_k}, \frac{\omega D^3}{Q_k}, L'_{pk} \right)$$

и функциональных зависимостей коэффициентов потерь рабочего колеса и статора от геометрических и режимных параметров (5). Выше приведено уравнение безразмерной теоретической характеристики (4). В работе [4] приведены зависимости гидродинамических параметров пространственной решетки рабочего колеса от геометрических параметров. Знание этих зависимостей необходимо для практического использования выражения (4).

Раскрытие функциональных зависимостей коэффициентов сопротивлений от геометрических и режимных параметров, т. е. получение конкретного вида этих зависимостей (моделей сопротивления) представляет весьма сложную задачу.

В зависимости от принятого кинематического описания зависимости коэффициентов теоретического напора и сопротивлений принимают различную форму.

Для определения потерь взамен данных по расчету обтекания используются зависимости коэффициентов сопротивлений, полученные с помощью законов сохранения в интегральной форме [4]. Эти зависимости связывают коэффициенты потерь с геометрическими параметрами решеток и режимными параметрами гидротурбин.

Разработанная математическая модель рабочего процесса позволяет получить достаточно точные решения, сравнительно простыми средствами. На рис. 2 приведено сравнение расчетных значений КПД и момента в зависимости от оборотов турбины с экспериментальными исследованиями, приведенными в работе [5]. При расчете учитывались профильные и «ударные» потери энергии, определенные по методике, приведенной в работах [3, 4].

Допустимая область применения описанной модели рабочего процесса определяется во многом характером допущений принятых при ее составлении. Опыт показывает справедливость уравнения кинематической связи для пространственной решетки (4), которое было использовано при построении.

Вывод этого уравнения не содержит ограничений по пространственности, отрывности вихреобразованию, вязкости. Опыт показывает справедливость этого уравнения для рабочих колес турбин различного типа в достаточно широком диапазоне режимов работы [4].

Диапазон допустимого использования модели в значительной степени связан с допущением о независимости гидродинамических параметров лопастных систем и

коэффициентов отдельных видов потерь (например, коэффициент в формуле ударных потерь). В наиболее важном диапазоне режимов работы, охватывающем область максимального КПД, можно предположить независимость этих величин от режимных параметров.



Рис. 2 – Энергетическая характеристика турбобура ТВМ-195 диаметром 195 мм: ---- расчет, - - - эксперимент

Выводы

1. Разработанная математическая модель может быть использована как для прогнозирования энергетических характеристик турбобуров, так и для исследования влияния геометрических характеристик проточной части на энергетические характеристики турбин.

2. Изложенный подход к численному моделированию энергетических характеристик может быть использован как для совершенствования существующих, так и при разработке новых проточных частей турбобуров.

Список литературы: 1. Иоанесян, Ю. Р. Многосекционные турбобуры [Текст] / Ю. Р. Иоанесян, В. П. Мациевский, С. Л. Симонянц, Н. В. Петрук. – Киев : Техника, 1984. – 152 с. 2. Басарыгин, Ю. М. Бурение нефтяных и газовых скважин [Текст] : учеб. пособие для вузов / Ю. М. Басарыгин, А. И. Булатов, Ю. М. Проселков. – М. : ООО «Недра – Бизнесцентр», 2002. – 632 с. 3. Колычев, В. А. Расчет гидродинамических характеристик направляющих аппаратов гидротурбин [Текст] : учеб. пособие / В. А. Колычев, В. Э. Дранковский, М. Б. Мараховский. – Харьков : НТУ «ХПИ», 2002. – 216 с. 4. Колычев, В. А. Кинематические характеристики потока в лопастных гидромашинах [Текст] : учеб. пособие / В. А. Колычев. – Киев : ИСМО, 1995. – 272 с. 5. Асадчев, А. С. Разработка технологии бурения глубоких скважин гидравлическими забойными двигателями в условиях соленосных отложений [Текст] : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 25.00.15 / Асадчев Анатолий Семенович ; НПО «Буровая техника». – М., 2012. – 24 с.

Bibliography (transliterated): 1. Ioanesjan, Ju. R., et al. *Mnogosekcionnye turbobury*. Kiev: Tehnika, 1984. Print. **2.** Basarygin, Ju. M., A. I. Bulatov and Ju. M. Proselkov. *Burenie neftjanyh i gazovyh skvazhin*. Moscow: OOO "Nedra – Biznescentr", 2002. Print. **3.** Kolychev, V. A., V. Je. Drankovskij and M. B. Marahovskij. *Raschet gidrodinamicheskih harakteristik napravljajushhih apparatov gidroturbin*. Kharkov: NTU "KhPI", 2002. Print. **4.** Kolychev, V. A. *Kinematicheskie harakteristiki potoka v lopastnyh gidromashinah*. Kiev: ISMO, 1995. Print. **5.** Asadchev, A. S. *Razrabotka tehnologii burenija glubokih skvazhin gidravlicheskimi zabojnymi dvigateljami v uslovijah solenosnyh otlozhenij. Avtoref. dys. na zdobuttja nauk. stupenja kand. tehn. nauk.* Moscow, 2012. Print.

Поступила (received) 09.01.2015
УДК 62.822

Н.Н. ФАТЕЕВА, канд. техн. наук; доц. НТУ «ХПИ»

К ВОПРОСУ ПРОЕКТИРОВАНИЯ АКСИАЛЬНО-ПОРШНЕВЫХ НАСОСОВ С КЛАПАННО-ЩЕЛЕВЫМ РАСПРЕДЕЛЕНИЕМ

Рассмотрены вопросы проектирования аксиально-поршневых насосов (АПН). Предложена программа для расчета аксиально-поршневых насосов с клапанно-щелевым распределением в среде программного обеспечения MathCad, которая позволяет на этапе проектирования проводить необходимое варьирование задаваемых параметров, существенно сократить время проектирования и обоснованно принимать прогрессивные конструктивные и технологические решения, гарантируя тем самым оптимальные показатели новой конструкции АПН.

Ключевые слова: аксиально-поршневой насос, клапанно-щелевое распределение, проектирование, программа, кинематический расчет.

Введение

Технический уровень всех отраслей народного хозяйства тесно связан и в значительной степени определяется уровнем развития машиностроения. На основе этого развития осуществляется комплексная механизация в промышленности, сельском хозяйстве, строительстве, транспорте. Огромную роль здесь играет гидрофикация в промышленности. Уделяется особое внимание усовершенствованию и развитию конструкций гидравлических машин, указываются направления и требования, которые необходимо учитывать при проектировании новых машин. Особое место здесь занимают объемные гидравлические машины (ОГМ), которые можно по праву считать оптимальными аналогичных машин. Проектируемые наиболее среди ряда гидравлические машины должны иметь наиболее высокие эксплуатационные показатели (производительность, КПД), минимальный расход материалов при наименьшей массе и габаритах, высокую надежность. Они должны быть экономичными как в процессе производства, так и в процессе эксплуатации, удобными и безопасными в обслуживании, допускать стандартизацию деталей и сборочных елиниц.

Аксиально-поршневые насосы (АПН) являются широко распространенными и совершенными типами объемных насосов, часто применяемых в гидравлических приводах самого разнообразного назначения, в том числе в оборудовании нефтегазовых комплексов.

По сравнению с другими типами насосов, клапанные насосы допускают высокие нагрузки (до 1000 кгс/см² и выше), стойки к различным загрязнителям, температурным перепадам, могут работать на различных жидкостях, включая и несмазывающие.

В связи с этим для целого ряда отраслей клапанные насосы в настоящее время рассматриваются как основной вид нагнетательного оборудования высокого давления. При этом клапанные насосы, в силу своих особенностей, решают как раз те задачи, которые представляют определенные трудности для других типов насосов.

Клапанное распределение отличается большой надежностью и долговечностью, а также высоким объемным КПД. Кроме того, насосы с этим распределением свободны от гидравлических ударов и компрессии жидкости в цилиндрах, а также пригодны для работы при высоких температурах и давлениях [1].

Таким образом, грамотное проектирование АПН с учетом современных

© Н.Н. Фатеева, 2015

тенденций и перспектив развития компьютерных технологий является, несомненно, актуальной задачей.

Постановка задачи

При проектировании АПН производят кинематические расчеты, определяют силы, действующие на детали и звенья сборочных единиц, выполняют расчеты изделия на прочность, решают вопросы, связанные с выбором материала и наиболее технологических форм деталей, освещаются вопросы сборки и разработки сборочных единиц АПН. Таким образом, проектирование АПН – самостоятельная творческая работа по решению комплексной инженерной задачи. Исходным документом при проектировании является техническое задание. Данные, представленные в техническом задании, определяют конструктивные размеры проектируемой машины. Основными задачами работы является предоставление систематизированной последовательности расчетов, позволяющих спроектировать АПН.

Основная часть

Неоднозначность сочетаний параметров насосов объемного действия, обеспечивающих их высокие технико-экономические показатели, целый ряд ограничений – по условиям пульсаций подачи или крутящего момента, по условиям всасывания или кавитации, по минимально допустимым значениям объемного и механического КПД, связаны при проектировании АПН с большой вычислительной работой [2].

Из вышеприведенного ясно, что проектирование АПН является сложной технической задачей. Благодаря развитию компьютерной техники и применению программных средств можно существенно упростить порядок расчета АПН и сократить время на его выполнение.

Расчеты при проектировании АПН могут быть с успехом выполнены в среде программного обеспечения MathCad. Автором предложена программа для комплексного расчета любого АПН с клапанно-щелевым распределением при его проектировании.

Так как самым сложным при проектировании АПН является кинематический расчет насоса [3], используем его, как пример применения программы.

Перемещение, скорость и ускорение поршней насоса определяются из соответствующих зависимостей:

$$x = r \cdot tg\gamma \cdot (1 - \cos\psi);$$

$$\dot{x} = r \cdot \omega \cdot tg\gamma \cdot \sin\psi;$$

$$\ddot{x} = r \cdot \omega^{2} \cdot tg\gamma \cdot \cos\psi,$$

где $\psi = \omega \cdot t$ – текущий угол поворота вала насоса;

 $\omega = 2\pi \cdot n -$ угловая частота, [рад/с];

t – время; $r = (D_0 \cdot 10^{-3})/2$ – радиус окружности ротора, на котором расположены центры поршней насоса, [м].

Задавая значения угла ψ от 0° до 360° с интервалом 10°, строим законы изменения перемещения, скорости и ускорения для каждого поршня. Пример реализации программы приведен на рис. 1.



Рис. 1 – Пример реализации программы в пакете MathCad



Рис. 2 – Расчет и график зависимости суммы расходов поршней от угла поворота вала насоса

Мгновенная подача одного поршня, [м³/c]:

$$q = \omega \cdot r \cdot f_n \cdot tg\gamma \cdot \sin\psi,$$

где $f_n = \frac{\pi \cdot d_n^2 \cdot 10^{-6}}{4}$ – площадь поршня, [м²].

Для насосов с нечетным числом поршней при изменении ψ от 0 до $\beta/2$ величина *m* равна (z+1)/2, при изменении ψ от $\beta/2$ величина *m* равна (z-1)/2.

Расчет и график зависимости суммы расходов поршней от угла поворота вала насоса представлен на рис. 2.

Выводы

Если полученные результаты не удовлетворяют техническим условиям, то производится корректировка необходимых данных. При этом можно указать оптимальные варианты – за счет каких элементов и насколько необходимо изменить исходные параметры (материалы для изготовления узлов, рабочую жидкость, угол наклона, размеры и количество сборочных единиц и т.п.).

Таким образом, можно проводить необходимое варьирование параметров, существенно сократить время проектирования и обоснованно принимать прогрессивные конструктивные и технологические решения, гарантируя тем самым оптимальные показатели новой конструкции АПН (производительность, КПД).

Так как различные АПН в большинстве своем состоят из однотипных по служебным функциям деталей и сборочных единиц, то отсюда следует, что одни и те же методы анализа, расчета и проектирования могут быть применены в различных отраслях техники.

Таким образом, программа, предложенная автором, может быть использована при проектировании не только АПН с клапанно-щелевым распределением, но и для АПН с другими конструктивными особенностями.

Список литературы: 1. Башта, Т. М. Объемные насосы и гидравлические двигатели гидросистем [Текст] / Т. М. Башта. – М. : Машиностроение, 1974. – 606 с. 2. Исаев, Ю. М. Расчет и конструирование аксиально-поршневых насосов [Текст] : учеб. пособие / Ю. М. Исаев. – Л. : [б. и.], 1979. – 98 с. 3. Іваніцька, О. П. Проектування аксіально-поршневих насосів з клапанно-щілинним розподілом [Текст] : метод. вказівки для виконання дипломних та курсових проектів / О. П. Іваніцька, Н. М. Фатєєва, О. М. Фатєєв ; НТУ «ХПІ». – Харків : НТУ «ХПІ», 2010. – 92 с.

Bibliography (transliterated): 1. Bashta, T.M. *Ob#emnye nasosy i gidravlicheskie dvigateli gidrosistem.* Moscow: Mashinostroenie, 1974. Print. 2. Isaev, Ju. M. *Raschet i konstruirovanie aksial'no-porshnevyh nasosov.* Leningrad: [b. i.], 1979. Print. 3. Ivanits'ka, O. P., N. M. Fatyeyeva and O. M. Fatyeyev. *Proektuvannya aksial'no-porshnevyh nasosiv z klapanno-shchilynnym rozpodilom: metod. vkazivky dlya vykonannya dyplomnykh ta kursovykh proektiv.* Kharkiv: NTU "KhPI", 2010. Print.

Поступила (received) 12.01.2015

УДК 621.9

П.М. АНДРЕНКО, д-р техн. наук; проф. НТУ «ХПІ»; *О.В. ДМИТРІЄНКО*, канд. техн. наук; доц. НТУ «ХПІ»

СТОХАСТИЧНА МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ МЕХАТРОННОГО МОДУЛЯ РУХУ

Розроблена стохастична математична модель робочого процесу електрогідравлічного мехатронного модуля лінійного переміщення. Розглянуто структуру і фізичну модель робочої рідини гідравлічної системи. Встановлені границі зміни її параметрів при функціонуванні гідроагрегатів. Визначені закони розподілення та межи відхилення випадкових характеристик та параметрів структурних елементів мехатронного модуля руху, їх математичні очікування і дисперсія. Розроблена математична модель є підгрунтям його динамічного синтезу.

Ключові слова: мехатронний модуль, стохастична математична модель, випадкові відхилення, математичне очікування, дисперсія.

Вступ

Однією з основних тенденцій розвитку сучасних гідроприводів є інтенсивне зрощування гідроприводів з електронними системами керування, застосування «інтелектуальних» гідроапаратів з вбудованою електронікою та стандартними комунікаційними засобами з відкритою структурою. Використання блочно-модульного принципу побудови гідроприводів з електронними системами керування свідчить про високий технічних рівень останніх. Для сучасних гідроприводів такими модулями є мехатронні модулі pyxy (MMP). В [1] встановлено, ЩО перспективний електрогідравлічний ММР крім електричного блоку керування і гідравлічного виконавчого механізму містить гідро розподільник (ГР) з пропорційним електричним керуванням з нульовим перекриттям, встановленим у першому каскаді, безпосередньо біля виконавчого механізму. Аналіз і синтез систем гідроприводів, збудованих на базі ММР, базується на математичних моделях робочого процесу останніх, тому розробка досконалих моделей робочого процесу ММР є актуальним науково-технічним завданням.

Аналіз літературних джерел

Розробки математичних моделей робочого процесу мехатронних систем та їх структурних елементів присвячена робота [2]. В ній наведені математичні моделі окремих елементів та методики синтезу систем. Однак, в цій роботі розглядаються виключно ММР, побудовані на електричних елементах. В роботах [3, 5] описано принципи побудови мехатронних систем, у тому числі побудованих з використанням гідравлічних елементів, наведено схеми ММР. На сучасному рівні розглянуті математичні моделі робочих процесів гідравлічних елементів мехатронних систем у роботі [4]. У роботі [5] описано нову концепцію моделювання і проектування мехатронних систем з пристроями гідроавтоматики. Слід зазначити, що існує два основних підходи до побудови математичних моделей елементів та пристроїв: ймовірнісний і детерміністській. Більш загальним є ймовірнісний підхід, який припускає статистичний (ймовірнісний) характер їхніх характеристик. В роботах розглянутих вище, не розглядаються стохастичні математичні моделі ММР та їх елементів.

При описі та досліджені складних технічних систем ефективно застосовувати ієрархічний підхід, який передбачає розбиття системи на вертикальні супідрядні підсистеми різних рівнів, розробку модульних моделей кожної з підсистем, введення пріоритетів для підсистем старших рівнів по відношенню до підсистем молодших рівнів [6]. Застосування ієрархічного підходу дозволяє використовувати аналітичні, стохастичні та моделі ідентифікації, що підвищує точність моделей реальному процесу. В роботі [7] наведено основи декомпозиції багаторівневих ієрархічних моделей. Однак, в цій та інших роботах не розглядаються ієрархічні моделі електрогідравлічних систем. Методика динамічного синтезу сучасного електрогідравлічного ММР розглядається в статті [1]. В усіх розглянутих вище нами, не виявлено робот, в яких розглядаються стохастичні математичні моделі ММР.

Розгляду стохастичних процесів у гідроприводах присвячені роботи [8÷11] й інші. В роботі [8] розглядаються стохастичні процеси у гідроприводах верстатів. Причому у [8] розглядаються лінеарізовані рівняння, які описують динамічні процеси у гідроприводах з використання трансформуючих функцій при малих відхиленнях параметрів, що значно звужує область використання отриманих результатів. В роботі [9] розглянуті математичні моделі випадкових коливальних процесів динамічної системи верстатів. У роботі [10] встановлено, що випадкові зміни характеристик регулюючої гідроапаратури лежать в межах смуги, ширина якої становить 5÷15 % від їх номінальних значень та в межах цієї смуги випадкові змінні характеристик, зазвичай, відповідають нормальному закону розподілення. Нормальній закон розподілення описує більшість процесів, що відбуваються у гідроприводі [11], отже цілком обгрунтовано можна прийняти, що зміна випадкових характеристик гідроприводів та їх елементів відповідає нормальному розподіленню. За аналітичним оглядом літературних джерел, проведеному нами, встановлено, що стохастичні математичні моделі електрогідравлічного MMP з пропорційним ГР з нульовим перекриттям, встановленим у першому каскаді в них, не розглядаються, отже розробка стохастичної математичної моделі такого модуля руху є актуальним науковим завданням, вирішення якого дозволить підвищити точність визначення його робочих характеристик та є підгрунтям для його синтезу. Метою даної статті є розробка стохастичної математичної моделі робочого процесу електрогідравлічного ММР.

Електрогідравлічний ММР

Стохастичну математичну модель такого модуля проводили за його схемою (рис. 1).



Рис. 1 – Схема електрогідравлічного мехатронного модуля руху: Р – пропорційний гідророзподільник; Ц – гідроциліндр; ДП – датчик переміщень; БК – блок керування При розробці стохастичної математичної моделі електрогідравлічного ММР, враховуючи його блочно модульне компонування, приймали наступні припущення:

– ГР – ідеальний: його перекриття нульове; гідравлічні провідності G₁ і G₂, а також G₃ і G₄, утворені дроселюючими кромками, при рівних значеннях переміщення запірно-регулюючого елемента (ЗРЕ) однакові; радіальний зазор, перетоки робочої рідини (РР) і опір внутрішніх каналів настільки малий, що ними можна знехтувати;

 пружини ГР мають малу жорсткість та працюють у межах, де їхні характеристики лінійні і не відбувається відрив їхніх кінців від поверхонь контакту, це дозволяє знехтувати силою від їхньої дії на ЗРЕ;

– корпуса гідроциліндра, ГР, каналів та трубопроводів – абсолютно жорсткі, а їх пружні властивості враховуються приведеним модулем об'ємної пружності РР;

– довжина трубопроводів мала, а їх діаметр у порівнянні з довжиною великий, це дозволяє знехтувати хвильовими процесами, що відбуваються в них. Нехтуємо також початковими ділянками трубопроводів;

– у ММР відсутні: кавітація – $p_i(t) \ge p_{\text{пар}}$, $p_{\text{пар}}$ – тиск насичених парів РР; гідравлічний удар і виконується умова нерозривності РР. Швидкість звуку в РР, з урахуванням пружних властивостей трубопроводів, є сталою та значно більшою за швидкість руху РР;

– розглядаємо моделі у зосереджених параметрах, процес зміни випадкових величин відбувається згідно нормального закону, є марківським та задовольняє умові стаціонарності і ергодичності.

Стохастична математична модель електрогідравлічного ММР

Зміна стану РР. Точність моделювання робочих процесів у гідравлічних пристроях і системах, в тому числі і ММР, залежить від правильного визначення параметрів РР. При дослідженні таких процесів використовують диференціальні рівняння, до складу яких входять густина, в'язкість, модуль об'ємної пружності, які ,в свою чергу, залежать від її температури. Зі збільшенням тиску та розширенням діапазону робочих температур гідросистем значимість параметрів РР зростає. Так, при збільшенні температури РР на кожні 10 $^{\circ}C$ в діапазоні 30÷70 $^{\circ}C$ відбувається зменшення енергоспоживання гідросистеми на величину від 1,7 % до 6 %, а рівень навантаження на виконавчому механізмі впливає на тривалість часу виходу її на сталий режим теплового балансу. Температура РР у гідросистемах з водяним охолодженням знаходиться в межах 50÷60 °C, а з повітряним – 70÷80 °C [12], тому на першому етапі моделювання робочих процесів у гідросистемах приймають значення температури РР постійною – рівною її середньому значенню у даному температурному діапазоні.

Значний вплив на параметри PP має нерозчинене повітря, що міститься в ній. У роботі [8] встановлено, що бульбашки повітря рівномірно розподілені по усьому об'єму PP, їх випадкові радіуси становлять $0,065\div0,075$ мм, середньоквадратичне відхилення яких складає $0,032\div0,037$ мм, та в одному кубічному міліметрі PP знаходиться в середньому 7÷8 бульбашок повітря. Це відповідає концентрації газоповітряної фази 1,4÷1,6% та співпадає з даними концентрації нерозчиненого повітря у відкритих гідросистемах (1÷2%), наведених в різних літературних джерелах, наприклад [12]. Таким чином, далі розглядаємо бульбашкову, згідно класифікації [13], течію рідини, у якій газова фаза у вигляді окремих бульбашок різної величини і форми рівномірно розподілена у середовищі рідини, яке є дисперсним. Зазначимо, що при зміні тиску у гідросистемі нерозчинене повітря переходить у розчинене і навпаки. Для визначення характеристик двофазної рідини використовуємо аналітичні залежності з роботи [6].

Витрата на виході з насоса

Використовували зміну випадкової степеневої функції виду:

$$Z_j(t) = B_{c_j} t^{\beta_j} + \Delta Z_{e_j} + \Delta \Pi_{Z_j}, \qquad (1)$$

де Z_j – структурний параметр насоса; t – час; B_{c_j} – швидкість зміни *j*-го функціонального параметра від часу; β_j – показник ступеня; ΔZ_{e_j} – випадкове відхилення фактичної зміни параметра від теоретичної реалізації під впливом варіації зовнішніх експлуатаційних факторів; $\Delta \Pi_{Z_j}$ – значення параметра, який залежить від припрацювання.

Застосовували метод, оснований на середній статистичній зміні подачі групи однотипних насосів. Подача $q_{\rm H}$ є основним параметром насоса, який визначає його ресурс до першого капітального ремонту і міжремонтний ресурс. Зменшення подачі насоса $\Delta q_{\rm H}$ при експлуатації є наслідком зміни структурних параметрів його вузлів та окремих деталей внаслідок зношення. Встановлено, що основними причинами зниження подачі насоса $\Delta q_{\rm H}$ є збільшення внутрішніх витоків у ньому $\Delta q_{\rm BHT}$ та зміна початкових кінематичних співвідношень $\Delta q_{\rm K}$, тобто

$$\Delta q_{\rm H} = \Delta q_{\rm BHT} + \Delta q_{\rm K} \,. \tag{2}$$

Сумарну зміну подачі насоса залежно від його конструкції розбивали на ряд складових:

$$\Delta q_{\rm H} = \Delta q_{\rm H_1} + \Delta q_{\rm H_2} + \Delta q_{\rm H_3} + \dots + \Delta q_{\rm H_i} + \dots + \Delta q_{\rm K}, \qquad (3)$$

де Δq_{μ_i} – складові зменшення подачі насоса внаслідок зміни його структурних параметрів його окремих вузлів (1 – вузол який качає; 2 – вузол регулятора подачі; 3 – вузол розподілення тощо).

Використовували випадкову степеневу функцію (1) та отримали аналітичний вираз для зміни подачі насоса:

$$q_{\rm H}^{*}(t) = q_{\rm H0}^{*}(t_{0}) + B_{q}t^{\beta}, \qquad (4)$$

де $q_{H_0}^*(t_0)$ – подача насоса після завершення процесу припрацювання, який визначається з паспорта насоса; B_q – коефіцієнт, що характеризує середню швидкість зміни подачі насоса; β – показник ступеня, який визначають за даними експериментів.

Зазначимо, що тут і далі * – позначено величини, які змінюються випадковим чином. Так як тиск у гідросистемі визначається залежно від витрати за відомими залежностями, то він як і витрата змінюється випадковим чином. Зазначимо, що, параметри РР які залежать від тиску в гідросистеми, також змінюються випадковим чином, однак та зірочку біля них для скорочення запису опускаємо.

На підставі аналізу статистичних даних зміни подачі насосів визначаємо експериментальну залежність зміни подачі насоса від часу $q_{H_i}^* = f(t)$, крива 1 на рис. 2 (індекс *i* означає практичну реалізацію). Використовуючи стандартний пакет підпрограм наближених функцій методом найменших квадратів, на ЕВМ визначаємо значення параметрів B_q і β , виразу (4). Отримана, таким шляхом, математична модель

 $q_{\rm H}^{*}(t)$ є математичним очікуванням зміни подачі насосів даного типу, які знаходяться у експлуатації (крива 2, рис. 2).



прогнозування (*T*_{зал} і *T*_{р.н} – залишковий і призначений ресурс)

Для розрахунку показників розподілення експериментальних реалізацій подачі насоса розбиваємо експериментальні дані на (N+1) групу залежно від t. Нульову групу становіть значення подачі насоса при t = 0. Для кожної з груп розраховуємо значення математичного очікування $m_{q_{\rm H}}$, дисперсії $D_{q_{\rm H}^*}$ і середнього квадратичного відхилення

 $\sigma_{_{q_{\scriptscriptstyle \mathrm{H}}^*}}$:

$$m_{q_{\rm H}} = \frac{1}{K} \sum_{i=1}^{K} q_{\rm H}^{*}; \ D_{q_{\rm H}^{*}} = \frac{1}{K} \sum_{i=1}^{K} (q_{\rm H}^{*} - q_{{\rm H}_{i}}^{*})^{2}; \ \sigma_{q_{\rm H}^{*}} = \sqrt{D_{q_{\rm H}^{*}}}, \tag{5}$$

де К – кількість насосів у групі яка розглядається.

Приймаємо, що експериментальна реалізація подачі насоса всередині окремих груп відбувається за нормальним законом розподілення, визначаємо верхню і нижню границі статистичного розподілення, яке розглядається. Довірче відхилення б отриманої математичної моделі статистичного розподілення визначається як

$$\delta = \sigma_{q'} k_q$$
,

де $\sigma_{q'} = \frac{1}{N+1} \sum_{j=0}^{N} \sigma_{q'_j}$; k_q – параметр який знаходять з таблиць функцій Лапласа.

На графік $q_{\rm H}^*(t)$ наносять верхню та нижню довірчі границі. По мірі накопичення статистичних даних значення коефіцієнтів B_q і β та довірче відхилення прогнозованої кривої можуть уточнюватися.

Рух РР у трубопроводах і каналах

Він описується рівняннями, які базуються на зосередження параметрів каналу чи трубопроводу за Т- і Г-подібними схемами, наприклад Т-подібною:

$$d q_{i \text{ BX}}^{*}(t)/d t = \left[p_{i \text{ BX}}^{*}(t) - p_{i \text{ cp}}^{*}(t)\right]/L_{i}^{*}(t) - q_{i \text{ BX}}^{*}(t)R_{i}^{*}(t)/L_{i}^{*}(t), d p_{i \text{ cp}}^{*}(t)/d t = q_{i \text{ cT}}^{*}(t)/C_{i}^{*}(t) = \left[q_{i \text{ BX}}^{*}(t) - q_{i \text{ BHX}}^{*}(t)\right]/C_{i}^{*}(t), d q_{i \text{ BHX}}^{*}(t)/d t = \left[p_{i \text{ cp}}^{*}(t) - p_{i \text{ BHX}}^{*}(t)\right]/L_{i}^{*}(t) - q_{i \text{ BHX}}^{*}(t)R_{i}^{*}(t)/L_{i}^{*}(t)\right],$$
(6)

де $q_{i \text{ вх}}^* q_{i \text{ вих}}^*$ і $q_{i \text{ ст}}^*$ – відповідно витрати на вході, виході і стискання *i*-го каналу; $p_{i \text{ вх}}^*$, $p_{i \text{ вих}}^*$ і $p_{i \text{ ср}}^*$ – відповідно тиски на вході, виході і середній *i*-го каналу; $L_i^*(t) = \rho_{ic}(t) l_i / 2A_i$ – відіграє роль індуктивного опору *i*-го каналу; $R_i^*(t) = 8v_{tc}(t)\rho_{ic}(t) l_i / 2A_i r_i^2$ – роль активного опору *i*-го каналу; $C_i^*(t) = A_i l_i / E_{np}(t)$ – роль ємності *i*-го каналу, A_i і r_i – відповідно площа і гідравлічний радіус каналу (трубопроводу), $A_i = \pi r_i^2$.

Зазначимо, що випадкові збурення тиску ініціюють виникнення резонансних автоколивань у гідросистемі, які є однією із причин виникнення випадкових вібраційних процесів у гідросистемі [8]. У загальному випадку зміна вихідних параметрів каналу може бути представлена у вигляді постійної та випадкової складової, причому випадкова складова складає $1\div 2$ % від номінальної, тобто нею у першому наближенні можна знехтувати. Дисперсія вихідних параметрів каналу мало змінна в часі. Таким чином, випадковий характер зміни тиску у каналі чи трубопроводі обумовлений випадковими пульсаціями витрати на виході із насоса.

Робочі процеси в пропорційному ГР

Вони описуються рівняннями:

- pyxy 3PE:

$$m_{\rm 3PE}\ddot{x}_{\rm 3PE} = F_{\rm em\,\Gamma P}(t) - F_{\rm rep\,3PE}(t) - F_{\rm rg\,3PE}(t); \qquad (7)$$

- витрати РР через дроселюючи щілини:

$$\begin{array}{c}
 q_{\rm rp1}^{*}(t) = q_{\rm m1}^{*}(t) - q_{\rm cr1}(t) + q_{\rm ocul}(t), \\
 q_{\rm rp2}^{*}(t) = q_{\rm m2}^{*}(t) - q_{\rm cr2}(t) + q_{\rm ocul}(t)
\end{array};$$
(8)

- обмеження переміщення ЗРЕ:

$$x_{\rm 3PE} < x_{\rm 3PE}(t) \le x_{\rm 3PE\,max} \,. \tag{9}$$

Стохастичні процеси у ГР обумовлені збуреннями, викликаними течією РР в ньому, які приводять до випадкових змін його характеристик. У реальному ГР всі параметри мають невеликі випадкові зміни. Це приводить до зміни витрати РР через дроселюючі отвори, внаслідок чого його змінні характеристики знаходяться в межах смуг, ширина якої сягає деякого відсотка номінального значення характеристики, та являють собою сукупність математичних сподівань відповідних функціональних залежностей. Зазначимо, що за даними з роботи [8] випадкові зміни характеристик ГР і його коефіцієнта витрати не перевищують 5÷10 %.

Випадкове значення витрати РР $q_{iii}^{*}(t)$ в формулі (8) розраховуємо за залежністю

$$q_{\rm iii}^*(t) = \mu({\rm Re}, x_{\rm 3PE}) A_{\rm iii}^*(t) \sqrt{2\Delta p/\rho_{\rm c}} ,$$
 (10)

де $\mu(\text{Re}, x_{3\text{PE}})$ – коефіцієнт витрати ГР і $A^*_{\text{III}}(t)$ – випадкове значення площі щілини, які розраховуємо за залежностями:

$$\mu(\operatorname{Re}, x_{3\operatorname{PE}}) = \mu_{c} \sqrt{\operatorname{Re}(t)} / \sqrt{\operatorname{Re}_{\kappa} + \operatorname{Re}(t)} ; \qquad (11)$$

$$A_{\rm III}^{*}(t) = \left(\sqrt{x_{\rm 3PE}^{2} + \Delta^{2}} / x_{\rm 3PE} \right)_{0}^{2\pi} \left[d_{\rm 3PE} \left(\overline{x}_{\rm 3PE} - \overline{x}_{\rm r} \right) / 2 \right] d\phi$$
(12)

В формулах (7) – (12): m_{3PE} – маса ЗРЕ ГР разом з приведеними до нього масами рухомих частин; x_{3PE} – переміщення ЗРЕ ГР; $F_{em \Gamma P}(t)$, $F_{rep 3PE}(t)$ і $F_{ra 3PE}(t)$ – відповідно сили пропорційного електромагніта ГР, тертя ЗРЕ і гідродинамічна, що діє на ЗРЕ; $q_{m1}^*(t)$ і $q_{m2}^*(t)$, $q_{cr1}(t)$ і $q_{cr2}(t)$, $q_{ocu1}(t)$ і $q_{ocu2}(t)$ – відповідно витрати через 1 і 2 дроселюючі щілини, стиску РР в правій і лівій порожнинах ГР, осциляції; μ_c – коефіцієнт витрат у статичному режимі; Re(t) і Re_k – відповідно число Рейнольдса і коефіцієнт корекції, [6]; Δ – зазор між гільзою і ЗРЕ; d_{3PE} – діаметр ЗРЕ; \bar{x}_{3PE} і \bar{x}_r – відповідно осереднені значення координат країв ЗРЕ і гільзи. Сила пропорційного електромагніта ГР містить осциляційну складову, яка надає осциляцію ЗРЕ, мала у порівнянні з силою керування ЗРЕ і швидкість зміни якої в часі щонайменше на два порядки більша від першої. Розрахунок всіх сил, що діють на ЗРЕ проводили за залежностями, наведеними у роботі [4]. Зазначимо, що витрати стиску та осциляції, які входять до рівняння (8), у порівнянні з витратою через дроселюючи щілину пропорційного ГР малі і при нехтування ними похибка не перевищить 1 %.

Робочий процес гідроциліндра

Він описується наступними рівняннями:

– руху штока гідроциліндра разом з приведеними до нього масами рухомих частин:

$$m\ddot{y}^{*} = A_{1}p_{1}^{*}(t) - A_{2}p_{2}^{*}(t) - F_{\text{rep}}^{*}(t) - F_{\text{HaB}}(t); \qquad (13)$$

– витрати РР в правій і лівій порожнині гідроциліндра:

$$q_{1}^{*}(t) = A_{1}\dot{y}^{*} + \frac{W_{\text{nop}} + A_{1}\dot{y}^{*}}{E_{\text{np}}}\frac{dp_{1}^{*}(t)}{dt},$$

$$q_{2}^{*}(t) = A_{2}\dot{y}^{*} - \frac{W_{\text{nnr}} - A_{2}\dot{y}^{*}}{E_{\text{np}}}\frac{dp_{2}^{*}(t)}{dt};$$
(14)

- обмеження переміщень поршня гідроциліндра:

$$y < y^*(t) \le y_{\max} \,. \tag{15}$$

У рівняннях (13) – (15): *m* – маса штока гідроциліндра разом з приведеними до нього масами рухомих частин; *y* – переміщення штока гідроциліндра; A_1 і A_2 – відповідно площі безштокової і штокової порожнин гідроциліндра; $p_1^*(t)$ і $p_2^*(t)$ – відповідно випадковий тиск у без штоковій і штоковій порожнинах гідроциліндра; $F_{\text{тер}}^*(t)$ і $F_{\text{нав}}(t)$ – відповідно сили тертя, яку розраховуємо згідно залежності з роботи [4], і сила зовнішнього навантаження; $W_{\text{пор}}$ і $W_{\text{шт}}$ – відповідно об'єми безштокової порожнин гідроциліндра. Слід зазначити, що максимальне значення тиску у штоковій порожнині гідроциліндра обмежують $p_{2 \text{ max}} \leq p_{2 \text{гр}}^*$, де $p_{2 \text{гр}}^*$ визначають з умови міцності гідроциліндра. Приймають, що $p_{3\pi} = 0$.

Залежність переміщення штока гідроциліндра від тиску в його порожнині є суттєво нелінійною. Воно має яскраво виражені гістерезисні властивості [8]. Це обумовлено, в першу чергу, нелінійністю сили тертя та релаксаційними явищами, що мають місце при стисненні PP, а також втратами рідини в ущільненнях штока і поршня.

Зміна в часі сили навантаження $F_{_{\text{нав}}}(t)$ залежить від технологічного процесу, який виконує ММР. На першому етапі визначення стохастичних характеристик модуля

руху її можна прийняти постійною. Стохастичну силу тертя в рівнянні (13) записували у вигляді детермінованого значення, розрахованого за методикою з роботи [4], та випадкового відхилення. Стохастична сила тертя моделювалась у пакеті прикладних програм згідно методики, наведеною у статті [14]. Випадкові значення коефіцієнта при силі сухого тертя задавались генератором випадкових чисел з нормальним законом розподілення. Задавався часовий інтервал його зміни та середньоквадратичне відхилення.

Пропорційний електромагніт

Він відрізняється від звичайного наявністю керуючого конуса, виготовленого з немагнітного матеріалу, який змінює форму магнітного поля та забезпечує практично постійне зусилля на якорі, пропорційне струму керування, незалежно від його положення. Силу, що розвиває лінійний пропорційний електромагніт обчислюємо за залежністю [4]:

$$F_{\rm em}(t) = \left[K_1 K_2 K_3 \mu_{\rm em} A_{\rm em} n_{\rm em}^2 i_{\rm em}(t)^2 \right] / \left[2 x_{\rm em}(t)^2 \right], \tag{16}$$

де K_1 – постійний коефіцієнт, який враховує розмірність величин, що входять до формули (16); $\mu_{\rm em}$ – магнітна провідність середовища, Гн/м, ($\mu_{\rm em}$ повітря – 1,26 10⁻⁶ Гн/м); $A_{\rm em}$ – площа торцевої поверхні якоря, м²; $n_{\rm em}$ – кількість витків у котушці; $i_{\rm em}(t)$ – струм в обмотці електромагніту, А; $x_{\rm em}(t)$ – переміщення якоря, мм; K_2 – коефіцієнт, який враховує залежність сили пропорційного електромагніту від переміщення якоря і його геометричних розмірів,

$$K_{2} = (\text{th}x_{\text{em}})^{2} e^{b_{1} \left(1 - \left| \left(x_{\text{em}\max} - x_{\text{em}}\right) / x_{\text{em}\max} \right| \right)};$$
(17)

*К*₃ – коефіцієнт, який враховує залежність сили пропорційного електромагніту від струму в котушці,

$$K_{3} = e^{-\left[1 - b_{2}\left(\left(i_{\text{em max}} - i_{\text{em}}\right)/i_{\text{em max}}\right)\right]};$$
(18)

 b_1 та b_2 – сталі коефіцієнти, характерні для даної конструкції лінійного пропорційного електромагніту; $x_{em max}$ та $i_{em max}$ – максимальні значення переміщення якоря та струму в котушці.

Слід зазначити, що через залишковий магнетизм та сили тертя в електромагнітах наявний гістерезис, який формула (16) не враховує. Стохастичну силу пропорційного електромагніта розраховували за залежністю

$$F_{\rm em}^{*}(t) = F_{\rm em}(t) + \delta F_{\rm em}(t), \qquad (19)$$

де $\delta F_{em}(t)$ – випадкове відхилення сили пропорційного електромагніта.

Оцінку математичного очікування і дисперсії випадкових функцій $J_{j}^{*}(t)$ (де J_{j} – функції, які описують параметри модуля) при t_{κ} – фіксованому часі випадкового процесу, проводили за формулами [15]:

$$m_{J_j}(t_{\kappa}) = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n J_{j_i}(t_{\kappa}), \quad D_{J_j}(t_{\kappa}) = \frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n \left[J_{j_i}(t_{\kappa}) - m_{J_i}(t_{\kappa}) \right]^2, \quad (20)$$

де $J_{j_i}^*(t_{\kappa})$ – реалізація випадкової функції $J_j^*(t_{\kappa})$; *n* – кількість експериментів.

Точність наближення оцінок $m_{J_j}(t_{\kappa})$ і $D_{J_j}(t_{\kappa})$ до правдивих значень математичного очікування $\widetilde{m}_{J_j}(t_{\kappa})$ і дисперсії $\widetilde{D}_{J_j}(t_{\kappa})$ оцінювали ймовірністю попадання їх значень в задані інтервали, які для нормального розподілення чи близького до нього, розраховували за формулами [15]:

$$\alpha_{1} = P\left(\left|m_{J_{j}}(t_{\kappa}) - \widetilde{m}_{J_{j}}(t_{\kappa})\right| < \varepsilon_{1}\right) = 2 \Phi\left(\varepsilon_{1} / \sigma_{m_{J_{j}}}\right),$$
(21)

$$\alpha_{2} = P\left(\left|D_{J_{j}}(t_{\kappa}) - \widetilde{D}_{J_{j}}(t_{\kappa})\right| < \varepsilon_{2}\right) = 2\Phi\left(\varepsilon_{2}/\sigma_{D_{J_{j}}}\right),$$
(22)

де α_1 і α_2 – довірчі імовірності; $\Phi\left(\epsilon_1/\sigma_{m_{J_j}}\right)$ і $\Phi\left(\epsilon_2/\sigma_{D_{J_j}}\right)$ – функції Лапласа, які визначали за таблицями з роботи [15]; 2 ϵ_1 і 2 ϵ_2 – задані (довірчі) інтервали.

Середні квадратичні відхилення оцінок, що входять до формул (21) і (22) визначали з залежностей:

$$\sigma_{\widetilde{m}_p} = \sqrt{\widetilde{D}_{J_j}/n} , \ \sigma_{\widetilde{D}_p} = \sqrt{\widetilde{D}_{J_j}/(n-1)} .$$

Задавалися довірчими ймовірностями α_1 і α_2 (0,9 чи 0,95), визначають довірчі інтервали ε_1 і ε_2 математичного очікування і дисперсії.

Блок керування

У загальному випадку він являє собою слідкуючу систему з зворотним зв'язком по відхиленню, реалізованого на мікропроцесорах, яка, незважаючи на випадковий характер зміни положення штока гідроциліндра та ЗРЕ ГР, подає на вхід пропорційного електромагніта струм керування відповідно до алгоритму функціонування модуля – закону руху штока гідроциліндра $y(t) = y_0 + f_y(t)$. При синтезі ММР, в першому наближенні, випадковими складовими зміни струму керування пропорційного електромагніта можна знехтувати.

Слід зазначити, що конструктивні та робочі параметри гідравлічної частини ММР, такі як діаметр умовного проходу каналів та трубопроводів, геометричні розміри гідроциліндра і маса його рухомих частин, номінальне значення тиску живлення й інші, вибирають з ряду відповідного ДСТУ. Крім того, стандартизованими є параметри блоку керування, пропорційного електромагніта та датчиків зворотного зв'язку.

При синтезі електрогідравлічного ММР приймають, що у початковий момент часу ЗРЕ ГР знаходиться у нейтральному положенні, і швидкість поршня, тиск в порожнинах гідроциліндра та витрата РР дорівнюють нулю. Задають початкові умови та значення $\rho(t)$ і $\mu_{\mu}(\text{Re})$, які на попередньому етапі розрахунку приймали рівними їх середньому значенню підчас функціонування ММР.

Висновки

Вперше розроблена стохастична математична модель робочого процесу електрогідравлічного ММР, яка є підгрунтям його динамічного синтезу, дозволяє поліпшити його динамічні властивості та отримати бажані характеристики. Запропоновані рівняння, що описують випадкову зміну робочих параметрів та характеристики структурних елементів ММР. Встановлено, що зміна параметрів гідравлічної частини ММР може бути описана нормальним законом розподілення, причому випадкові зміни характеристик не перевищують 5÷10 % від їх середнього значення. Наведені залежності для розрахунку математичного очікування і дисперсії даних параметрів та середні квадратичні їх відхилення.

Список літератури: 1. Андренко, П. М. Динамічний синтез мехатронного модуля руху [Текст] / П. М Андренко, О. В. Дмитрієнко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХПІ». – 2014. – № 1 (1044). – С. 157–163. 2. Герман-Галкин, С. В. Matlab & Simulink. Проектирование мехатронных систем на ПК [Текст] / С. В. Герман-Галкин – СПб. : КОРОНА Век, 2008. - 368 с. - 500 экз. - ISBN 978-5-903383-39-9. 3. Введение в мехатронику [Текст] : учеб. пособие / О. М. Яхно, А. В. Узунов, А. Ф. Луговской и др. - К. : НТУУ «КПИ», 2008. - 528 с. 4. Андренко, П. М. Гідравлічні пристрої мехатронних систем [Текст] : навч. посібник / П. М. Андренко. – Х.: Видавничий центр НТУ «ХПІ», 2014. – 188 с. – ISBN 978-617-05-0106. 5. Узунов, О. В. Розвиток теорії циклічно-модульного моделювання і проектування мехатроних систем та пристроїв [Текст] : автореф. дис. ... д-ра техн. наук : 05.02.102 / Узунов Олександр Васильович ; НТУУ «КПІ». – К., 2011. – 39 с. 6. Месарович, М. Теория иерархических многоуровневых систем. [Текст] / М. Месарович, Д. Мако, И. Такараха. Перевод с анг. И. Ф. Шахного. – М. : Мир, 1973. – 344 с. 7. Чуян, Р. К. Методы математического моделирования двигателей летательных аппаратов [Текст] : учеб. пособие / Р. К. Чуян -М. : Машиностроение, 1988. – 288 с. 8. Струтинській, В. Б. Стохастичні процеси у гідроприводах верстатів [Текст] : моногр. / В. Б. Струтинській, В. М. Тіхенко. – Одеса : Астопринт, 2009. – 456 с. 9. Струтинській, В. Б. Статистична динаміка шпиндельних вузлів на гідростатичних опорах [Текст] : моногр. / В.Б. Струтинській, Д.Ю. Федориненко. - Ніжин : Аспект-Поліграф, 2011. - 464 с. 10. Колот, О. В. Наукові основи підвищення ефективності систем приводів шляхом врахування стохастичності їх характеристик [Текст] : автореф. дис. ... д-ра техн. наук : 05.02.03 / Колот Олександр Володимирович. - Харків, 2005. - 31 с. 11. Сырицын, Т. А. Надежность гидро- и пневмопривода [Текст] / Т. А. Сырицын. – М. : Машиностроение, 1981. – 216 с. 12. Свешников, В. К. Станочные гидроприводы [Текст] : справ. / В. К. Свешников. - М. : Машиностроение, 1995. - 448 с. 13. Евтушенко, А. А. Турбомашины для перекачивания газожидкостных смесей [Текст] А. А. Евтушенко, Э. В. Колисниченко, С. В. Сапожников // Вісник СумДУ. – 2004. – № 13 (72). – С. 45–49. 14. Лур'є, З. Я. Дослідження впливу стохастичної сили тертя запірно-регулюючого елемента гідроапарата з осциляцією на характеристики гідроприводу [Текст] / З. Я. Лур'є, П. М. Андренко // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету. – Мелітополь : ТДАУ, 2009. – Вип. 9. – Т. 5. – С. 38–46. 15. Теория автоматического управления [Текст] : учеб. / Е.А. Санковский, А.С. Шаталов и др. ; под ред. А. С. Шаталова. – М. : Высшая школа, 1977. – 448 с.

Bibliography (transliterated): 1. Andrenko, P. M., and O. V. Dmytriyenko. "Dynamichnyy syntez mekhatronnoho modulya rukhu." Visnyk NTU «KhPI». Ser.: Enerhetychni ta teplotekhnichni protsesy y ustatkuvannya. No. 1 (1044). Kharkiv: NTU «KhPI», 2014. 157-163. Print. 2. German-Galkin, S. V. Matlab & Simulink. Proektirovanie mehatronnyh sistem na PK. SPb.: KORONA Vek, 2008. ISBN 978-5-903383-39-9. Print. 3. Jahno, O. M., et al. Vvedenie v mehatroniku. Kiev: NTUU «KPI», 2008. Print. 4. Andrenko, P. M. Hidravlichni prystroyi mekhatronnykh system. Kharkiv: Vydavnychyy tsentr NTU «KhPI», 2014. ISBN 978-617-05-0106. Print. 5. Uzunov, O. V. Rozvytok teoriyi tsyklichno-modul'noho modelyuvannya i proektuvannya mekhatronykh system ta prystroyiv. Avtoref. dys. na zdobuttja nauk. stupenja d-ra tekhn. nauk. Kyiv, 2011. Print. 6. Mesarovich, M., D. Mako and I. Takaraha. Teorija ierarhicheskih mnogourovnevyh sistem. Moscow: Mir, 1973. Print. 7. Chujan, R. K. Metody matematicheskogo modelirovanija dvigatelej letatel'nyh apparatov. Moscow: Mashinostroenie, 1988. Print. 8. Strutyns'kiy, V. B. and V. M. Tikhenko. Stokhastychni protsesy u hidropryvodakh verstativ. Odessa: Astoprynt, 2009. Print. 9. Strutyns'kiy, V. B. and D. Yu. Fedorynenko. Statystychna dynamika shpyndel'nykh vuzliv na hidrostatychnykh oporakh. Nizhyn: Aspekt-Polihraf, 2011. Print. 10. Kolot, O. V. Naukovi osnovy pidvyshchennya efektyvnosti system pryvodiv shlyakhom vrakhuvannya stokhastychnosti yikh kharakterystyk. Avtoref. dys. na zdobuttja nauk. stupenja d-ra tekhn. nauk. Kharkiv, 2005. Print. 11. Syricyn, T.A. Nadezhnost' gidro- i pnevmoprivoda. Moscow: Mashinostroenie, 1981. Print. 12. Sveshnikov, V. K. Stanochnye gidroprivody. Moscow: Mashinostroenie, 1995. Print. 13. Evtushenko, A. A., Je. V. Kolisnichenko and S. V. Sapozhnikov. "Turbomashiny dlja perekachivanija gazozhidkostnyh smesej." Visnik SumDU. No. 13 (72). 2004. 45-49. Print. 14. Lur"ye, Z. Ya., and P. M. Andrenko. "Doslidzhennya vplyvu stokhastychnoyi syly tertya zapirno-rehulyuyuchoho elementa hidroaparata z ostsylyatsiyeyu na kharakterystyky hidropryvodu." Pratsi Tavriys'koho derzhavnoho ahrotekhnolohichnoho universytetu. No. 9.5. Melitopol: TSATU, 2009. 38-46. Print. 15. Sankovskij, E. A. Teorija avtomaticheskogo upravlenija. Ed. A. S. Shatalova. Moscow: Vysshaja shkola, 1977. Print.

Надійшла (received) 15.12.2014

УДК 62.82

Е.П. ИВАНИЦКАЯ, канд. техн. наук; доц. НТУ «ХПІ»

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПЕРЕХОДНЫХ ПРОЦЕССОВ ГИДРОПРИВОДА ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ

Рассматривается гидравлический модуль с одноштоковым вертикальным гидравлическим цилиндром, шток которого ориентирован вверх, дроссель расположен в напорной магистрали, направление действия нагрузки совпадает с направлением втягивания штока.

Представлена математическая модель втягивания штока гидравлического цилиндра. Выполнен расчет переходных процессов при разгоне, торможении и переходе с одной скорости на другую. Приведены результаты расчетов и их анализ.

Ключевые слова: гидравлический привод, гидравлический цилиндр, переходные процессы, математическая модель, дроссель.

Введение

Сегодня гидропривод используется для автоматизации различных технологических процессов. Технологические процессы требуют реализации не только установившихся, но и переходных процессов разгона, торможения, перехода с одной скорости на другую. Поэтому вопрос моделирования переходных процессов гидропривода является актуальным.

Цель статьи

Целью данной статьи является построение математической модели и расчет переходных процессов (ПП) гидравлического модуля подъемного устройства с одноштоковым вертикальным гидравлическим цилиндром (ГЦ).

Описание объекта исследований

В качестве объекта исследований принят гидравлический привод (рис. 1) с одноштоковым вертикальным ГЦ, шток которого ориентирован вверх, дроссель расположен в напорной магистрали, направление действия нагрузки совпадает с направлением втягивания штока.



Рис. 1 – Исследуемый гидравлический модуль

Целесообразно применять классификацию приводов с одноштоковым ГЦ в зависимости от направления движения поршня, направления действия нагрузки, наличия или отсутствия дросселя и расположения его в напорной или сливной магистралях [1÷3].

© Е.П. Иваницкая, 2015

По упомянутой классификации рассматриваемый привод относится к модулю №2 [3]. Он состоит из ГЦ, гидравлического распределителя (двухпозиционного четырехлинейного), дросселя с обратным клапаном, расположенным в напорной магистрали; напорной магистрали, соединенной с насосом и сливной магистрали, соединенной с баком. Шток ГЦ втягивается.

Математическая модель рассматриваемого гидравлического модуля

При построении математической модели (ММ) применяются следующие допущения [3]: отсутствуют утечки рабочей жидкости (РЖ); сухое трение равно нулю; волновые процессы в трубопроводах отсутствуют; температура РЖ постоянная (т. е. постоянным считаем коэффициент кинематической вязкости и силы трения); потери на трение в магистралях и в гидравлической аппаратуре не учитываются; давление в сливной магистрали равно нулю; радиальный зазор между корпусом и золотником в золотниковых распределителях принимаем равным нулю; рабочие кромки считаем острыми; принимаем постоянным E – модуль упругости РЖ.

Рассмотрим ММ рабочего процесса втягивания штока ГЦ ГП исследуемого модуля, в которой используется аналитическая зависимость перепада давления на дросселе в зависимости от расхода через дроссель.

1. Уравнение динамического равновесия поршня:

$$m \, dV/dt = -p_n F_n + p_s F_s + R - Rt,$$

где *m* – приведенная масса; *V* – скорость перемещения поршня и штока ГЦ; p_n , p_s – давления в поршневой и штоковой полостях ГЦ соответственно; *R* – нагрузка ; *Rt* – сила трения; $F_n = \pi \cdot D^2/4$, $F_s = \pi \cdot (D^2 - d^2)/4$ – эффективная площадь поршня в поршневой и штоковой полостях ГЦ (здесь *D*, *d* – диаметры поршня и штока).

2. Уравнение расхода РЖ, поступающего в поршневую полость ГЦ:

$$Q_n = Q_{nep n} - Q_{cжn}$$

где Q_n – расход РЖ, поступающий в поршневую полость ГЦ; $Q_{nep n} = V F_n$ – расход на перемещение поршня ГЦ; $Q_{cж n} = (W_n / E) dp_n / dt$ – расход на сжатие РЖ в поршневой полости ГЦ (здесь $W_n = W_{0n} - F_n y$ – объем РЖ в поршневой полости ГЦ; W_{0n} – начальный объем в поршневой полости ГЦ; y – перемещение поршня ГЦ); E – модуль упругости РЖ.

3. Уравнение расхода РЖ, вытекающего из штоковой полости ГЦ:

$$Q_s = Q_{nep\,s} + Q_{c \mathcal{K}\,s}\,,$$

где Q_s – расход РЖ, вытекающий из штоковой полости ГЦ; $Q_{nep \ s} = V \cdot F_s$ – расход на перемещение поршня; $Q_{c \times c \ s} = (W_s \ /E) \ dp_s \ /dt$ (здесь $W_s = W_{0s} + F_s \cdot y$ – объем РЖ в штоковой полости ГЦ; W_{0s} – начальный объем РЖ в штоковой полости ГЦ).

4. Уравнение расхода РЖ через дроссель в напорной магистрали:

$$Q_d = \mu_d f_d \cdot \sqrt{(2g \Delta p_d) / \gamma} ,$$

где Q_d – расход РЖ через дроссель в напорной магистрали; μ_d – коэффициент расхода дросселя; γ – удельный вес РЖ; g – ускорение свободного падения; f_d – площадь проходного сечения дросселя; $\Delta p_d = p_n - p_s$ – перепад давления на дросселе.

5. Уравнение расхода РЖ через распределитель в сливной магистрали:

$$Q_{zc} = \mu \pi d_z x_z \sqrt{2g p_s} / \gamma$$

где μ – коэффициент расхода распределителя; d_z – диаметр золотника; x_z – величина открытия окна распределителя.

6. Уравнение неразрывности:

$$Q_1 = Q_{zc}; Q_2 = Q_d.$$

В уравнении (4) перепад давления на дросселе Δp_d является функцией расхода рабочей жидкости, протекающей через дроссель. Для решения задачи эта зависимость должна быть задана аналитически.

Моделирование переходных процессов исследуемого модуля

Решение задачи определения аналитической зависимости $\Delta p_d = f(Q)$ по известным экспериментальным данным методом линейной и нелинейной регрессии проводилось в универсальной математической системе MathCAD.

На рис. 2 представлена экспериментальная зависимость $\Delta p_d = f(Q)$ и расчетная зависимость перепада давления от расхода рабочей жидкости через дроссель методом нелинейной регрессии (коэффициент корреляции равен 0,999):

$$\Delta p_{d} = k_{0} + k_{1} Q_{d} + k_{2} Q_{d}^{2}, \qquad (1)$$

где $k_0 = -0,134$; $k_1 = 1,759 \cdot 10^{-5}$; $k_2 = 2,059 \cdot 10^{-5}$.

В стандартных обозначения MathCAD экспериментальная зависимость обозначена как dP = f(Q), а полученная зависимость как fit = f(Q).

При решении задачи линейной регрессии (коэффициент корреляции равен 0,997) перепад давления на распределителе определялся в виде

$$\Delta p_d = k_0 + k_1 Q_d,\tag{2}$$

где $k_0 = -2,817; k_1 = 0,016.$

На рис. 3 приведены экспериментальная и расчетная зависимости перепада давления от расхода через дроссель, полученная методом линейной регрессии.

Из анализа полученных результатов при решении задач линейной и нелинейной регрессии можно сделать вывод о возможности применять для описания аналитической зависимости $\Delta p_d = f(Q)$ как линейную (2), так и нелинейную зависимость (1).



Рис. 2 – Нелинейная регрессия

Рис. 3 – Линейная регрессия

Зная коэффициенты регрессии, при решении задачи моделирования переходных процессов можно не задаваться постоянным перепадом давления, а рассчитывать его в зависимости от расхода, протекающего через дроссель. А этот расход нам известен на основании уравнения неразрывности. При моделировании рабочих процессов, протекающих в рассматриваемом гидравлическом модуле, расход рабочей жидкости через распределитель в напорной магистрали равен расходу, поступающему в гидравлический цилиндр: $Q_d = V \cdot F_s$.

Следовательно, зависимости (1), (2) можно представить в виде:

$$\Delta p_{d} = k_{0} + k_{1}(V \cdot F_{s}) + k_{2}(V \cdot F_{s})^{2}, \ \Delta p_{d} = k_{0} + k_{1}(V \cdot F_{s}).$$

После соответствующих преобразований, получим следующую математическую модель рабочего процесса рассматриваемого модуля (шток перемещается вниз):

$$\frac{dy}{dt} = V$$

$$\frac{dV}{dt} = m^{-1}(-p_n F_n + p_s F_s + R - Rt),$$

$$\frac{dp_n}{dt} = E(-\mu \pi d_z x_z(t) \sqrt{\frac{2gp_n}{\gamma}} + VF_n) / (W_{0n} - F_n \cdot y);$$

$$\frac{dp_s}{dt} = E(-V \cdot F_s + \mu_d f_d \sqrt{\frac{2g(k_0 + k_1(VF_s))}{\gamma}} / (W_{0s} + F_s \cdot y).$$
(3)

Полученные системы нелинейных дифференциальных уравнений (3) решались методом Рунге-Кутта в универсальной математической системе MathCAD.

При моделировании были приняты следующие исходные данные: D = 5 см -диаметр поршня; d = 3,2 см -диаметр штока; $d_z = 0,6 \text{ см} -$ диаметр золотника; x = 0,075 см -максимальный ход золотника; R = 39 кгс -нагрузка; $E = 14000 \text{ кгс/см}^2 -$ модуль упругости РЖ; $\gamma = 0,0009 \text{ кгс/см}^3 -$ удельный вес РЖ; $g = 980 \text{ см/с}^2 -$ ускорение свободного падания; $p_n = 63 \text{ кгс/см}^2 -$ давление насоса; $\mu = 0,62 -$ коэффициент расхода; Rt = 1 кгс -сила трения; $F_n = \pi D^2/4 = 19,635 \text{ см}^2$; $F_s = \pi (D^2 - d^2)/4 = 11,592 \text{ см}^2 -$ эффективная площадь поршневой и штоковой полости ГЦ; L = 19 см -максимальный ход поршня; $f_d = 0,15 \text{ см}^2 -$ площадь проходного сечения дросселя. Связь между объемами РЖ в полостях ГЦ $W_{02} = W_c - W_{01}$.

Для получения единственного решения системы дифференциальных уравнений (3) необходимо определить четыре начальных условий (НУ). НУ можно определить из уравнений статики и из физической модели функционирования исследуемого привода.

ПП режимов разгона, **торможения, перехода с одной скорости на другую** Запишем НУ для режима разгона:

- 1. y(0) = 0 при t = 0 положение поршня принимаем равным нулю.
- 2. V(0) = 0 поршень неподвижен.
- 3. $p_2(0) = 0$ давление в сливной магистрали равно нулю.
- 4. Из уравнения (1) при V(0) = 0 получим

$$p_s(0)F_n - p_n(0)F_s - R = 0$$
 и $p_n(0) = R/F_n = 39/19,635 = 1,986$ кгс/см².

НУ для режима торможения. Их можно определить на основании результатов расчета ПП режима разгона:

1. y(0) = 0;

2.
$$V(0) = 10,736$$
 см/с;

3. $p_n(0) = 2,65 \text{ krc/cm}^2$;

4. $p_s(0) = 1,5344 \text{ кгс/см}^2 - \text{установившиеся значения режима разгона.}$

Моделировался режим открытия окна распределителя постепенным изменением величины открытия окна распределителя от 0 до x_{max} за 0,04 с (см. рис.4) по формуле

$$X(t) = x_{\max}\left(\frac{e^{kt} - e^{-kt}}{e^{kt} + e^{-kt}}\right),$$

где $x_{\text{max}} = 0,075$ см; k = 65.

Моделировался процесс закрытия окна распределителя постепенным изменением величины площади окна распределителя от $x = x_{max}$ до x = 0 с помощью зависимости:

$$x(t) = x_{\max} e^{-kt}$$

где t – текущее время; $k_1 = 230$; $x_{\text{max}} = 0,075$ см.

Полное закрытие окна распределителя моделировалось за 0,02 с (см. рис. 4).

Моделирование процесса перехода с одной скорости на другую реализовывалось путем переключения потока рабочей жидкости на другой дроссель, который подключен параллельно первому.



Полученная система нелинейных дифференциальных уравнений (3) решалась методом Рунге-Кутта в универсальной математической системе MathCAD.

При решении системы уравнений (3) будем оперировать следующими размерностями: единица длины – см; единица давления – кгс/см²; единица силы – кгс.

Результаты расчетов приведены на рис.5÷7. На них представлены переходные процессы в стандартных для MathCAD обозначениях с соответствующими размерностями: x_0-y [см]; x_1-V [см/с]; x_2-p_1 [кгс/см²]; x_3-p_2 [кгс/см²]; t [с] – время.

Переходные процессы y(t), V(t), $p_1(t)$, $p_2(t)$ в режиме разгона представлены на рис. 5. Установившиеся значения определяемых параметров режима разгона следующие: V=10,738 см/с (t=0,057 с); $p_1=2,65$ кгс/см² (t=0,05 с); $p_2=1,5344$ кгс/см² (t=0,057 с). Время переходного процесса 0,057 с. За это время поршень переместится на 0,6 см.

ПП торможения по V(t); $p_1(t)$; $p_2(t)$ представлены на рис.6. Установившиеся значения следующие: V=0 см/с (t=0,022 с); $p_1=3,948$ кгс/см² (t=0,02 с); $p_2=3,404$ кгс/см² (t=0,0256 с). Поршень останавливается (V=0) через 0,024 с, переместившись на 0,057 см.

Кроме разгона и торможения возможен ПП перехода с одной скорости на другую за счет изменения величины площади проходного сечения дросселя. В расчете принимался за начальный установившийся режим (рис. 5) с величиной $f_d=0,15$ см². Рассчитывался ПП при увеличении площади проходного сечения дросселя до 0,25 см² за 0,03 с по формуле:

 $x(t)=0,15+0,1(e^{65t}-e^{-65t})/(e^{65t}-e^{-65t}).$

В качестве НУ приняты установившиеся значения исходного режима $y_0=0$ см; $V_0=10,738$ см/с; $p_{10}=2,653$ кгс/см²; $p_{20}=1,5344$ кгс/см². Результаты расчета приведены на рис. 7. ПП длится 0,04 с. За это время поршень переместится на 0,5 см. Установившиеся значения: V=12,798 см/с; $p_1=3,88$ кгс/см²; $p_2=3,303$ кгс/см².





Рис. 7 – Переходные процессы перехода с одной скорости на другую

Выводы

1. Приведена математическая модель гидравлического модуля с одноштоковым вертикальным ГЦ, шток которого ориентирован вверх, дроссель расположен в напорной магистрали, направление действия нагрузки совпадает с направлением втягивания штока.

2. Выполнено моделирование ПП процессы y(t), V(t), $p_n(t)$, $p_s(t)$ в режиме разгона, торможения, перехода с одной скорости на другую.

3. Представлены результаты расчетов ПП.

Список литературы: 1. *Иваницкая, Е. П.* Математические модели гидравлических модулей с вертикальным гидравлическим цилиндром [Текст] / Е. П. Иваницкая // Восточно-европейский журнал передовых технологий, 2009. – №5 / 6 (41). – С. 38–41. 2. *Іваніцька, О. П.* Про моделювання гідравлічних модулів з вертикальним гідравлічним циліндром [Текст] / О. П. Іваніцька // Вісник НТУ «ХПІ», 2011. – Вип.13. – С. 89–96. 3. *Іваніцька, О. П.* Типізація та моделювання гідравлічних модулів з одноштоковим гідравлічним циліндром [Текст] / О. П. Іваніцька // Вісник НТУ «ХПІ», 2013. – Вип.5. – С. 84–94.

Bibliography (transliterated): 1. Ivanickaja, E. P. "Matematicheskie modeli gidravlicheskih modulej s vertikal'nym gidravlicheskim cilindrom." *Vostochno-evropejskij zhurnal peredovyh tehnologij* 5/6 (41) (2009): 38–41. Print. **2.** Ivanits'ka, O. P. "Pro modelyuvannya hidravlichnykh moduliv z vertykal'nym hidravlichnym tsylindrom." *Visnyk NTU "KhPI"*. No. 13. 2011. 89–96. Print. **3.** Ivanits'ka, O. P. "Typizatsiya ta modelyuvannya hidravlichnykh moduliv z odnoshtokovym hidravlichnym tsylindrom." *Visnyk NTU "KhPI"*. No. 5. 2013. 84–94. Print.

Поступила (received) 08.01.2015

УДК 621.224

А.В. БОНДАРЕНКО, канд. техн. наук; доц. НТУ «ХПІ»; *А.М. ГРИШИН*, ст. преподаватель, НТУ «ХПИ», *О.Н. ЧЕБАН*, студентка НТУ «ХПИ»

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ОБТЕКАНИЯ РЕШЕТОК ПРОФИЛЕЙ ОСЕВЫХ ГИДРОТУРБИН И ОЦЕНКА УРОВНЯ ЛОПАСТНЫХ ПУЛЬСАЦИЙ ДАВЛЕНИЯ

Проанализированы результаты расчета обтекания лопастей осевых гидротурбин и пульсаций давления на стенках их камер рабочего колеса. Теоретически определены кинематические параметры для решения прямой задачи для пропеллерного колеса. Получены амплитуды. лопастных пульсаций давления в камерах рабочего колеса в зависимости от приведенного расхода. Показано преимущество поворотнолопастных гидротурбин перед пропеллерными, как с точки зрения экономически обоснованных режимов работы, так и по динамическим нагрузкам на облицовку камеры рабочего колеса.

Ключевые слова: контуры профиля решетки, относительные скорости, пульсации давления, распределение давления по поверхности лопасти, потери энергии.

Введение. При обосновании выбора типа рабочего колеса осевой гидротурбины целесообразно кроме анализа энергетических и кавитационных характеристик проанализировать кинематические и пульсационные характеристики, а также оценить потери энергии в сопоставляемых проточных частях.

Постановка задачи. Исследования обтекания решеток профилей поворотнолопастной и пропеллерной гидротурбин, а также исследование пульсаций давления на стенках камер рабочих колес будем проводить на примере рабочих колес Пл-40 и Пр-40, полученных в результате решения обратной задачи гидродинамики для режимных параметров $Q'_1=1,2$ м³/с и $n'_1=134$ мин⁻¹. Для анализа обтекания решеток профилей выбранных гидротурбин и оценки уровня пульсаций давления воспользуемся решением прямой решетчатой задачи по методике ЦКТИ [1]. При этом считаем, что амплитуда пульсаций давления на стенках камеры рабочего колеса равна разности давлений на лицевой и тыльной сторонах периферийного сечения лопасти.

Основная часть. Кинематические параметры на входе и выходе из решетки, выступающие в роли граничных условий при решении прямой задачи можно задавать, ориентируясь на экспериментальные данные, полученные при исследовании аналогичных проточных частей или с помощью известных в теории гидротурбин выражений [2], м/с:

$$V_{z} = \frac{Q_{I}}{\frac{\pi}{4} \left[1 - \left(\frac{d_{sm}}{D_{1}}\right)^{2} \right] \cdot D_{1}^{2}},$$

$$V_{u1} = V_{u2} + \eta_{\Gamma} \cdot g \cdot \frac{H}{u},$$
 (1)

$$V_{u2} = K_2 \cdot \eta_{\Gamma} \cdot g \cdot \frac{H}{u}, \qquad (2)$$

© А.В. Бондаренко, А.М. Гришин, О.Н. Чебан, 2015

$$u=r\cdot\omega=\frac{\pi\cdot n_{I}\cdot r}{30},$$

где V_z – осевая (расходная) составляющая скорости потока;

 V_{u1} и V_{u2} – окружные составляющие скорости соответственно на входе и выходе из решетки;

*K*₂ – коэффициент, учитывающий (задающий) остаточную закрутку потока за рабочим колесом гидротурбины;

и – окружная скорость рассматриваемого цилиндрического сечения радиуса *r* решетки профилей;

*η*_г – гидравлический КПД гидротурбины;

 Q'_{I} и n'_{I} – параметры режима работы гидротурбины.

Циркуляцию вокруг профиля определяем через разность окружных составляющих потока на входе и выходе из рабочего колеса, м²/с:

$$\Gamma = t \cdot \left(V_{u1} - V_{u2} \right),$$

где $t = 2 \cdot \pi \cdot r / z_1$, м – шаг решетки рабочего колеса в данном цилиндрическом сечении с числом лопастей z_1 .

В расчетной точке универсальной характеристики геометрические параметры решеток сравниваемых колес, а также кинематические параметры потока при их обтекании будут одинаковыми. При переходе к нерасчетным режимам это подобие нарушается. Профиль лопасти поворотнолопастной гидротурбины будет поворачиваться на некоторый угол, чтобы при изменении приведенного расхода обтекание профиля соответствовало оптимальному – сохранялась закрутка потока перед рабочим колесом и за ним. У пропеллерной гидротурбины угол установки профиля остается неизменным, а закрутка потока существенно изменяется.

При обтекании профиля лопасти рабочего колеса формируются поля скоростей на входе в решетку и выходе из нее. Проанализируем треугольники скоростей за рабочими колесами сравниваемых гидротурбин при трех режимах Q'_{1min} , Q'_{1opt} и Q'_{1max} , приведенные на рис. 1.



Рис. 1 – Треугольники скоростей за рабочим колесом гидротурбины при различных режимах: *а* – поворотнолопастной гидротурбины; *б* – пропеллерной гидротурбины

Из рассмотрения треугольников следует, что относительные скорости на выходе из рабочего колеса поворотнолопастной гидротурбины меняют направление, что способствует сохранению величины окружной составляющей V_{u2} . Очевидно, такой же вывод можно сделать и по треугольнику на входе в рабочее колесо (здесь отсутствует). У пропеллерной гидротурбины при удалении от оптимального режима относительные

скорости не меняют направления, при этом заметно увеличиваются окружные составляющие V_{u2} .

Для пропеллерных режимов скорости V_{u1} и V_{u2} определяем из анализа треугольников скоростей, приведенных на рис. 1, δ :

$$V_{u1} = \frac{V_z}{V_{zopt}} \cdot (u - V_{u1opt}) - u, \ V_{u2} = \frac{V_z}{V_{zopt}} \cdot (u - V_{u2opt}) - u,$$

где V_{ulopt} и V_{u2opt} находятся из выражений (1) и (2) соответственно.

Примеры расчета кинематических параметров для периферийных профилей рассматриваемых гидротурбин приведены в таблицах 1 и 2. В качестве независимой переменной принимался приведенный расход.

Параметры потока для решения задачи обтекания решетки поворотнолопастной гидротурбины							
$Q_1^{'}$	V_z	V_{u1}	V_{u2}	Г			
0,80	1,2497	1,5580	0,2597	0,6662			
1,00	1,5621	1,5580	0,2597	0,6662			
1,20	1,8745	1,5580	0,2597	0,6662			
1,40	2,1869	1,5580	0,2597	0,6662			
1,60	2,4993	1,5580	0,2597	0,6662			

Таблица 2

Таблица 1

	0.0.	ATT TOTOTO		nomoring	00 00000	06m0100111	In ATTACTOR				5
112	рамен	оы потока	лля	решения.	залачи	оотекания	решетки	пропение	онои ги	DOTVD	оины
		221 110 1 0 110	~~~	penerin.		0010101	permentan		P11011 1 1		0111101

	1 / 1	,,	1 1	
$Q_1^{'}$	V_z	V_{u1}	V _{u2}	Г
0,80	1,2497	3,3306	2,4650	0,4441
1,00	1,5621	2,4443	1,3623	0,5552
1,20	1,8745	1,5580	0,2597	0,6662
1,40	2,1869	0,6717	- 0,8430	0,7772
1,60	2,4993	- 0,2145	- 1,9457	0,8883

Для решения прямой задачи с помощью методики ЦКТИ кроме кинематических параметров потока следует задавать координаты контура телесного профиля. Следует помнить, что координаты профиля поворотнолопастной гидротурбины надо поворачивать на угол $\Delta \varphi$, который определяем из анализа треугольников скоростей, приведенных на рис. 1, *а*. Угол $\Delta \varphi$ фактически показывает, насколько нужно повернуть профиль по сравнению с оптимальным углом установки, чтобы при изменении приведенного расхода обтекание профиля соответствовало оптимальному.

$$\Delta \varphi = \operatorname{arctg} \frac{V_{zopt}}{(u - V_{u2opt})} - \operatorname{arctg} \frac{V_z}{(u - V_{u2})}.$$

Для поворота скелетной линии на фиксированный угол, воспользуемся правилами преобразования декартовых прямоугольных координат при помощи поворота осей, известными из аналитической геометрии:

 $x = x \cdot \cos \Delta \varphi + y \cdot \sin \Delta \varphi, \ y = -x \cdot \sin \Delta \varphi + y \cdot \cos \Delta \varphi,$

где х и у преобразованные координаты.

Используя данные табл. 1, составим файл предварительных данных, для решения прямой задачи обтекания решеток Пл гидротурбины. Предварительными эти

данные являются потому, что перед решением прямой задачи их следует преобразовать – вместо координат семи точек скелетной линии, взятых из решения обратной задачи, получить координаты 64^x точек на контуре профиля. Пример файла предварительных данных поместим в табл. 3. В этой таблице в первой строке заданы: $\delta\%$ – максимальная толщина профиля, r – радиус цилиндрического сечения, t – шаг решетки, V_{z1} – расходная составляющая абсолютной скорости на входе в решетку, V_{u1} – окружная составляющая абсолютной скорости на входе в решетку, Γ – циркуляция скорости вокруг профиля, ω – угловая скорость вращения рабочего колеса. Далее в двух колонках заданы координаты семи точек скелетной линии профиля, соответственно \overline{x} и \overline{y} .

Таблица 3

\boldsymbol{z}_1 , , , ,									
$\delta\%=2,00$ $r=0,490$ $t=0,510$	$V_{z1} = 1,249$	97	<i>V</i> _{<i>u</i>1} =1,5580	Г=0,6662	<i>∞</i> =14,2240				
0,3103		0,0735							
0,2075		0,0465							
0,1039		0,0224							
0,0000		0,0000							
-0,1042		- 0,0211							
-0,2087	- 0,0406								
- 0,3137		- 0,0573							

Предварительные исходные данные к решению прямой задачи обтекания решетки Пл гидротурбины при $Q_1 = 0.8 \text{ м}^3/\text{c}$. $\Lambda \varphi = -5.1224$

В настоящей работе использованы разработанные на кафедре программы, позволяющие, минуя графические построения, по семи точкам скелетной линии, включая начальную и конечную, получить требуемые массивы *x* и *y* телесного профиля. В этих программах выполняется наращивание профиля конечной толщины по заданному закону распределения толщин, формирование файла исходных данных для решения прямой задачи по методике ЦКТИ.

В результате расчета обтекания с помощью программы ЦКТИ получаем достаточные для анализа и графических построений данные для всех точек контура профиля: S_1 – длина дуги контура от первой до текущей точки в метрах, S_2 – относительная дуга контура от первой до текущей точки, r – расстояние до оси турбины от расчетных точек, H – толщина слоя в расчетных точках, x, y – координаты расчетных точек профиля, W – относительная скорость в расчетных точках, P – давление в расчетных точках, а также величины потерь энергии.

Расчет обтекания профилей с помощью программы ЦКТИ выполняем для всех углов установки и приведенных расходов выбранного диапазона режимов. Из массивов результатов выбираем распределение относительной скорости $W = f(S_2)$ и давления $P = f(S_2)$ вдоль контура профиля.

На рис. 2. приведены графики изменения относительной скорости вдоль периферийного профиля поворотнолопастой гидротурбины при различных приведенных расходах. Как видно из графиков, относительные скорости вдоль профиля при различных расходах имеют практически одинаковую форму и несколько

увеличиваются с его ростом. Графики распределения давления вдоль контура периферийного профиля поворотнолопастой гидротурбины приведены на рис. 3. Здесь наблюдается ощутимое повышение давления на лицевой и тыльной стороне лопасти с увеличением приведенного расхода.

Аналогичные графики получим для пропеллерной гидротурбины и расположим на рис. 4 и 5. Относительные скорости вдоль профиля пропеллерной гидротурбины по сравнению с оптимальным режимом существенно увеличиваются с увеличением расхода и также существенно уменьшаются с уменьшением расхода. Давление на лицевой стороне профиля при увеличении расхода выше оптимального увеличивается, а при снижении ниже оптимального уменьшается. На тыльной стороне профиля при всех неоптимальных режимах давление меньше, чем при оптимальном режиме.



Рис. 2 – Распределение относительных скоростей вдоль контура периферийного профиля гидротурбины Пл-40



Q1=1.6, M³/c 0.6 1.4 1.2 0.4 1.0 M.B.CT. 0.8 0.2 ٦. -0.2 -0.4 -0.6 0.1 0.2 0.3 Лицевая сторона 0.5 S₂ 0.4 0.6 0.7 0.8 0.9 Тыльная сторона

Рис. 3 – Распределение давления вдоль контура периферийного профиля гидротурбины Пл-40



Рис. 5 – Распределение давления вдоль контура периферийного профиля гидротурбины Пр-40

Вісник НТУ «ХПІ». 2015. № 3 (1112)

Используя графики распределения давления вдоль профилей исследуемых гидротурбин, а также зависимость координат y от параметра S_2 , можем определить давления в точках контура профиля, расположенных в одних горизонтальных сечениях. Разность давлений в отмеченных точках равна амплитуде пульсаций давления на стенках камеры рабочего колеса на расстоянии y от оси поворота лопасти.

На рис. 6 представлены графики пульсаций давления на стенках камеры рабочего колеса поворотнолопастной гидротурбины. На уровне оси поворота лопастей зафиксирована наибольшая амплитуда пульсаций 80÷90%. Этот результат хорошо согласуется с натурными и модельными испытаниями поворотнолопастных гидротурбин [3]. Так, например, по данным натурных испытаний гидроагрегата № 13 Волжской ГЭС, максимальная двойная амплитуда колебаний давления на стенке камеры рабочего колеса составляла 109 %. Модельные испытания этой гидротурбины (Пл 587-100) показали уровень пульсаций 95,5 %.

Лопастные пульсации давления на стенках камеры рабочего колеса пропеллерной гидротурбины приведены на рис. 7. В отличие от поворотнолопастной гидротурбины, где максимальные пульсации на уровне оси поворота лопастей изменились то 80% до 90% в зависимости от расхода, здесь наблюдается изменение максимальных амплитуд от 40% до 150%. Это явление можно объяснить увеличением давления на лицевой стороне и уменьшением давления на тыльной стороне лопасти при увеличении расхода.



Рис. 6 – Амплитуды пульсаций давления в камере р.к. гидротурбины Пл-40



Рис. 7 – Амплитуды пульсаций давления в камере р.к. гидротурбины Пр-40

Методика расчета обтекания решеток профилей ЦКТИ позволяет оценить уровень потерь энергии в исследуемых проточных частях. Воспользуемся этой возможностью для более детального анализа обтекания решеток профилей сопоставляемых гидротурбин. На рис. 8 и рис. 9 даны графики зависимости потерь энергии в гидротурбинах Пл-40 и Пр-40 от приведенного расхода. Из их рассмотрения следует, что диапазон экономически обоснованных режимов эксплуатации пропеллерных гидротурбин сильно ограничен.





Рис. 8 – Профильные потери энергии в гидротурбинах Пл-40 и Пр-40

Рис. 9 – Циркуляционные и ударные потери энергии

Основные выводы:

1) Показано преимущество поворотнолопастных гидротурбин перед пропеллерными, как с точки зрения экономически обоснованных режимов работы, так и по динамическим нагрузкам на облицовку камеры рабочего колеса.

2) При изменении величины Q'_1 у гидротурбины Пл-40 окружные составляющие на входе и выходе из рабочего колеса и циркуляция остаются неизменными, а у гидротурбины Пр-40 они существенно изменяются.

3) Относительные скорости вдоль профиля гидротурбины Пл-40 незначительно изменяются при изменении величины Q'_1 , а у гидротурбины Пр-40 наблюдается почти линейная зависимость скорости от расхода, что коррелируется с профильными потерями.

Список литературы: 1. *Раухман, Б. С.* Расчет обтекания пространственных решеток профилей гидротурбин с программированием на ЭВМ. РТМ 4.023.01 [Текст] / Б. С. Раухман. – Л. : ЦКТИ, 1972. **2**. *Барлит, В. В.* Гидравлические турбины [Текст] / В. В. Барлит. – К. : Высш. Школа, 1977. – 360 с. **3**. *Заворуев, В. П.* Исследование пульсаций давления в проточной части поворотнолопастной гидротурбины [Текст] : труды Гидропроекта / В. П. Заворуев, М. Ф. Саркисова, И. И. Иванов. – М : Гидропроект, 1962. – Сб. 7. – С. 9–29.

Bibliography (transliterated): 1. Rauhman, B. S. *Raschet obtekanija prostranstvennyh reshetok profilej gidroturbin s programmirovaniem na JeVM.* RTM.24.023.01. Leningrad: CKTI, 1972. Print. 2. Barlit, V. V. *Gidravlicheskie turbiny.* Kiev: Vyssh. Shkola, 1977. Print. 3. Zavoruev, V. P., M. F. Sarkisova and I. I. Ivanov. "Issledovanie pul'sacij davlenija v protochnoj chasti povorotnolopastnoj gidroturbiny." *Trudy Gidroproekta.* No. 7. Moscow: Gidroproekt, 1962. 9–29. Print.

Поступила (received) 08.01.2015

УДК 621.165

С.В. СТРУТИНСЬКИЙ, канд. техн. наук НТУУ «КПІ»; Київ

ГАЗОДИНАМІЧНІ ПРОЦЕСИ У ВУЗЛАХ ВИСОКООБЕРТОВОГО ПНЕВМОШПИНДЕЛЯ НА АЕРОСТАТИЧНИХ ОПОРАХ ІЗ ТУРБІННИМ ПРИВОДОМ, ПРИЗНАЧЕНОГО ДЛЯ ЗАСТОСУВАННЯ В БАГАТОКООРДИНАТНОМУ ТЕХНОЛОГІЧНОМУ ОБЛАДНАННІ З ПАРАЛЕЛЬНИМИ КІНЕМАТИЧНИМИ СТРУКТУРАМИ

Розглянуто багатокоординатне технологічне обладнання у вигляді верстата-робота із паралельними кінематичними структурами. Наведена конструктивна схема розробленого високо обертового пневмошпинделя. Він має спеціальні аеростатичні опори підвищеної несучої здатності та турбінний привод обертання. Визначено особливості газодинамічних процесів у вузлах пневмошпинделя при наявності його просторового переміщення. Дія додаткових об'ємних сил врахована у рівняннях Нав'є-Стокса, які записані для випадку наявності прискорень Коріоліса в рухомому текучому середовищі. Одержана система диференціальних рівнянь використана для досліджень течії повітря в щілинах аеростатичних підшипників та в осьовій пневмотурбіні.

Ключові слова: пневмошпиндель, аеростатична опора, турбіна, течія повітря, переносний рух, розподіл швидкостей.

Вступ

Багатокоординатне технологічне обладнання має широкі функціональні можливості. Воно забезпечує ефективну обробку, очищення або фарбування поверхонь різного виду розташованих довільним чином. Основним вузлом обладнання є високо обертовий шпиндель. Перспективною конструкцією є пневмошпиндель встановлений на аеростатичних опорах і оснащений пневматичним турбінним приводом.

Особливістю багатокоординатного обладнання є просторове переміщення пневмошпинделя. При цьому на обертові деталі та на рухомі частинки повітря діють інтенсивні коріолісові сили, які породжують складні газодинамічні процеси в пневмосистемі. Дослідження даних процесів необхідно для правильного проектування пневмошпинделя і тому є актуальними.

Проблема в загальному вигляді полягає в розробці пневматичних пристроїв із поліпшеними характеристиками. Проблема пов'язана із створенням високообертових пневмошпинделів на аеростатичних опорах, які допускають просторові переміщення при їх застосуванні в технологічному обладнанні. До невирішених раніше частин загальної проблеми відносяться встановлення закономірностей газодинамічних процесів у вузлах високо обертового шпинделя на аеростатичних опорах із турбінним приводом при наявності інтенсивного просторового поперечно-кутового переміщення шпинделя.

В останніх дослідженнях і публікаціях викладені результати розробки багатокоординатного технологічного обладнання з паралельними кінематичними зв'язками [1]. Встановлено, що виконавчий орган технологічного обладнання здійснює інтенсивні просторові поперечно-кутові переміщення [2]. При цьому на обертовий шпиндель обладнання діють значні гіроскопічні моменти [3, 4]. Показано, що для надійної роботи обладнання в ньому необхідно застосувати високообертовий пневмошпиндель на аеростатичних опорах [5].

Однак при просторових переміщеннях пневмошпинделя у його вузлах мають місце складні газодинамічні процеси обумовлені діями сил Коріоліса. Результатів досліджень даних процесів у літературних джерелах не виявлено.

Метою досліджень, викладених в даній статті, поставлено встановлення особливостей газодинамічних процесів у вузлах високообертового пневмошпинделя на аеростатичних опорах із турбінним приводом призначеного для використання в багатокоординатному технологічному обладнанні із паралельними кінематичними структурами.

Задачами досліджень є розробка конструкції високообертового пневмошпинделя, який дозволяє здійснювати інтенсивні просторові поперечно-кутові переміщення та визначення закономірностей газодинамічних процесів в аеростатичних опорах і турбінному приводі шпинделя при дії на рухоме повітря додаткових об'ємних сил обумовлених прискореннями Коріоліса.

Основна частина

Конструктивні особливості пневмошпинделя

Застосування високообертового пневмошпинделя у верстатах з паралельними кінематичними структурами значно підвищує ефективність процесу обробки деталей. Основною перевагою пневмошпинделя є можливість здійснення його поперечнокутового переміщення під час роботи верстата [6]. На верстаті з паралельними кінематичними структурами є можливість встановлення кількох пневмошпинделів до 3 і більше (рис. 1).

Пневмошпиндель, встановлений на платформі верстата-робота, здійснює складний просторовий рух. Платформа має шість ступенів вільності. Положення платформи характеризується координатами x, y, z характерної точки (полюса) платформи та трьома поперечно-кутовими координатами ψ , θ , φ , які визначають кути повороту платформи навколо вісей x, y, z (рис. 2).



Рис. 1 – Встановлення пневмошпинделя на рухомій платформі верстата з паралельними кінематичними структурами



Рис. 2 – Просторове переміщення платформи верстата з високообертовим шпинделем як поворот навколо миттєвої вісі обертання *Q*

У верстатах паралельної кінематики використовуються шпиндельні вузли з частотою обертання 20000...150000 об/хв і вище. При повороті платформи навколо миттєвої осі обертання Q вісь шпинделя, який має велику кутову швидкість власного обертання $\vec{\omega}$ також повертається навколо вісі Q з кутовою швидкістю $\vec{\Omega}$. При просторовому переміщенні платформи шпиндель аналогічний гіроскопу. Тому на нього діють значні гіроскопічні моменти.

Враховуючи дані обставини була розроблена спеціальна конструкція пневмошпинделя з високою несучою здатністю аеростатичних опор (рис. 3).

Шпиндель 1 встановлено в корпусі 2 на радіальних 3 та осьових 4 аеростатичних підшипниках. Всього шпиндель має 10 радіальних та 4 осьових аеростатичних опор. Вони забезпечують високу несучу здатність і можливість сприйняття динамічних навантажень на шпиндель, в тому числі навантажень обумовлених гіроскопічними моментами. Радіальні аеростатичні опори розміщені в трубчастих втулках корпуса через отвори яких здійснюється підвід повітря до дросельних пристроїв. Шпиндель обертається турбіною 5. Повітря до турбіни підводиться через напрямний апарат 6.

Втулка 7 має ряд аеростатичних опор розташованих на її внутрішній та зовнішніх поверхнях (рис. 3, б). Аеростатичні опори живляться повітрям через дроселі у вигляді отворів малого діаметра. Повітря до дроселів підводиться через осьовий отвір 8 у втулці 7.



Рис. 3 – Конструктивна схема розробленого високо обертового пневмошпинделя: *a* – діаметральний перетин; *б* – радіальний аеростатичний підшипник

Дросель, який служить для подачі повітря до опори, розташованої на внутрішній поверхні втулки, має вигляд отвору малого діаметра 9. Через отвір 9 повітря подається до сегментного кармана 10, а з нього в щілину S-S між шийкою шпинделя і внутрішньою поверхнею втулки. Повітря до аеростатичної опори, розташованої на зовнішній поверхні втулки 7, підводиться через малорозмірний отвір 11 виконаний в різьбовій втулці 12. Отвір 11 має на виході дифузорне розширення для забезпечення вільного витоку повітря у щілину. Шпиндель здійснює прецесійний рух з кутовою швидкістю прецесії $\vec{\Omega}$ (рис. 4). Враховуючи, що кутова швидкість повороту платформи $\vec{\Omega}$ набагато менша частоти обертання шпинделя $\vec{\Omega} \ll \vec{\omega}$ для визначення динамічних навантажень на шпиндель застосовано наближену теорію руху гіроскопів [7]. Головний момент кількості руху шпинделя складає:

$$\vec{K} = I\vec{\omega},\tag{1}$$

де *I* – момент інерції шпинделя відносно власної осі обертання.

Гіроскопічний момент, який діє на шпиндель, визначається із векторної залежності:

$$\overrightarrow{M_k} = I \overrightarrow{\omega} \times \overrightarrow{\Omega}.$$
 (2)

Модуль гіроскопічного моменту відповідно (2) дорівнює

$$\overrightarrow{|M_K|} = I |\overrightarrow{\omega}| \cdot |\overrightarrow{\Omega}| \sin \gamma, \qquad (3)$$

де у – кут між віссю шпинделя і миттєвою віссю повороту виконавчого органу.



Рис. 4 – Схема дії гіроскопічного момента на високо обертовий пневмошпиндель

Гіроскопічні моменти діють в радіальній площині шпинделя. Це приводить до виникнення відповідних реакцій аеростатичних опор шпинделя. Реакції в опорах R_1 , R_2 мають значну величину. Їх напрямок змінюється в залежності від положення платформи. Тому аеростатичні опори шпинделя повинні мати велику несучу здатність і забезпечувати працездатність шпинделя при інтенсивних поперечно-кутових переміщеннях.

Особливості газодинамічних процесів у вузлах пневмошпинделя

В об'ємі текучого повітря в аеростатичних опорах та турбінному приводі виникають специфічні газодинамічні процеси обумовлені дією переносних поворотних рухів шпинделя. На кожну частинку рухомого повітря в проточній частині шпинделя діє додаткова масова сила. Питома віднесена до одиниці об'єму, сила $\vec{G_k}$, обумовлена прискоренням Коріоліса визначається векторною залежністю:

$$\vec{G}_k = -2\rho \vec{\Omega} \times \vec{V}, \tag{4}$$

де ρ – густина повітря; Ω – вектор кутової швидкості переносного поворотного руху шпиндельного вузла; \vec{V} – вектор швидкості частинок повітря.

Проекції масової сили G_{kx} , G_{ky} , G_{kz} на вісі декартової прямокутної системи координат *x*, *y*, *z* визначаються залежностями:

 $G_{kx} = -2\rho(\Omega_{y}v_{z} - \Omega_{z}v_{y}), G_{ky} = -2\rho(\Omega_{z}v_{x} - \Omega_{x}v_{z}), G_{kz} = -2\rho(\Omega_{x}v_{y} - \Omega_{y}v_{x}).$ (5) де V_{x}, V_{y}, V_{z} – проекції на осі координат вектора швидкості частинок повітря; $\Omega_{x}, \Omega_{y}, \Omega_{z}$ – проекції кутової швидкості переносного руху.

Розглянемо диференціальні рівняння ламінарного руху текучого середовища, що не стискається (рівняння Нав'є-Стокса). У векторному вигляді рівняння має вигляд [8]:

$$\frac{\partial \vec{V}}{\partial t} + \left(\vec{V} \cdot \nabla\right)\vec{V} = \vec{F}_0 - \frac{1}{\rho} \operatorname{gradp} + \nu \nabla^2 \vec{V}, \qquad (6)$$

де \vec{F}_0 – вектор сил, які діють на одиницю об'єму текучого середовища; ρ – тиск рідини в точці; $v = \mu / \rho$ – кінематична в'язкість середовища; μ – динамічна в'язкість.

При наявності переносного руху шпиндельного вузла вектор об'ємних сил, які діють на частинку повітря буде визначено у вигляді:

$$\overrightarrow{G_0} = \overrightarrow{G} + \overrightarrow{G_K} = \rho \overrightarrow{F} - 2\rho \overrightarrow{\Omega} \times \overrightarrow{V}, \qquad (7)$$

де \vec{F} – вектор об'ємних сил іншої природи (гравітаційні та інші). Підставивши значення об'ємної сили із (7) в рівняння Нав'є-Стокса (6) одержимо:

$$\frac{\partial \vec{V}}{\partial t} + \left(\vec{V} \cdot \nabla\right)\vec{V} = \vec{F} - 2\vec{\Omega} \times \vec{V} - \frac{1}{\rho} \operatorname{grad} + \frac{\mu}{\rho} \nabla^2 \vec{V}.$$
(8)

Таким чином наявність переносного руху змінює диференціальні рівняння течії повітря в проточній частині шпиндельного вузла. Векторний добуток в правій частині рівняння (8) обумовлює додатковий перепад тиску, що діє на рухомому частинку повітря. Цей перепад тиску змінює гідродинамічні параметри течії повітря, зокрема розподіл швидкостей в проточній частині.

Векторне рівняння (8) в проекціях на осі координат із врахуванням (4, 5) набудуть вигляду трьох скалярних рівнянь:

$$\frac{\partial v_x}{\partial t} + v_x \frac{\partial v_x}{\partial x} + v_y \frac{\partial v_x}{\partial y} + v_z \frac{\partial v_x}{\partial z} = F_x - 2\left(\Omega_y v_z - \Omega_z v_y\right) - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\mu}{\rho} \left(\frac{\partial^2 v_x}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v_x}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v_x}{\partial z^2}\right);$$

$$\frac{\partial v_y}{\partial t} + v_x \frac{\partial v_y}{\partial x} + v_y \frac{\partial v_y}{\partial y} + v_z \frac{\partial v_y}{\partial z} = F_y - 2\left(\Omega_z v_x - \Omega_x v_z\right) - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\mu}{\rho} \left(\frac{\partial^2 v_y}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v_y}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v_y}{\partial z^2}\right);$$

$$\frac{\partial v_z}{\partial t} + v_x \frac{\partial v_z}{\partial x} + v_y \frac{\partial v_z}{\partial y} + v_z \frac{\partial v_z}{\partial z} = F_z - 2\left(\Omega_x v_y - \Omega_y v_x\right) - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\mu}{\rho} \left(\frac{\partial^2 v_z}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v_z}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v_z}{\partial z^2}\right).$$
(9)

Одержана система рівнянь (9) послужила основою для аналізу газодинамічних процесів у проточній частині пневмошпинделя.

Проведено розрахунки поля швидкостей в щілинах аеростатичних підшипників. Течія рідини в щілинах відзначається складністю газодинамічних процесів. Тому для визначення впливу прискорень Коріоліса на течію повітря в щілині розглянуто ряд спрощених схем течії. При обертанні шпинделя з високою частотою в зазорі аеростатичної опори має місце течія близька до течії Куетта [8] при незначному осьовому перепаді тиску $p_1 - p_2$ (рис. 5).

Приймемо лінійний розподіл швидкостей в перетині щілини. При цьому окружна швидкість частинок повітря в щілині:

$$V_{y} = \frac{V_{0}}{2} \left(1 - \frac{x}{h} \right), V_{x} = V_{z} = 0,$$
(10)

де $V_0 = \omega \cdot r$ – окружна швидкість поверхні шийки шпинделя; ω – кутова швидкість обертання шпинделя; r – радіус шийки шпинделя; 2h – ширина щілини; x – відстань від початку системи координат до поточної точки в якій визначено швидкість.



Рис. 5 – Особливості течії повітря в щілині аеростатичного підшипника

Розглянемо характер дії сил Коріоліса на частинки повітря в перетині щілини в площині *хог* при наявності переносного поворотного руху, який характеризується проекціями кутової швидкості Ω_x , Ω_y , Ω_z . Враховуючи, що швидкість переносного руху набагато менша частоти обертання шпинделя можна знехтувати поворотом навколо вісі z і прийняти $\Omega_z \approx 0$. Відповідно із рівнянь (5), (10) випливає, що на кожну частинку повітря в щілині діє об'ємна сила в напрямку вісі z, яка лінійно змінюється по ширині щілини по закону:

$$F_{kz} = -2\Omega_x V_y. \tag{11}$$

Підставивши значення швидкості (10) в формулу (11) одержимо осьову силу, яка діє на частинки повітря в щілині в напрямку вісі *z* :

$$F_{kz} = -\Omega_x V_0 \left(1 - \frac{x}{h} \right).$$

Розглянемо додаткову накладену на течію Куетта повільну течію повітря в щілині в напрямку вісі z під дією деякого перепаду тиску $(p_1 - p_2)/b = \frac{dp}{dz}$, який обумовлений надлишковим тиском в кармані аеростатичного підшипника. Із останнього із рівнянь Нав'є-Стокса (9) із врахуванням (10) випливає:

$$\frac{d^2 V_z}{dx^2} = \frac{1}{\mu} \left(\frac{dp}{dz} + \rho \Omega_x \omega r \right) - \frac{\rho}{\mu} \Omega_x \omega r \frac{x}{h}.$$
(12)

Подамо рівняння (12) у вигляді:

$$\frac{d^2u}{dx^2} = D - kx,\tag{13}$$

де константи визначені залежностями:

$$D = \frac{1}{\mu} \left(\frac{dp}{dz} + \rho \Omega_x \omega r \right), \quad k = \frac{\rho \omega r \Omega_x}{\mu h}.$$
 (14)

Проінтегруємо рівняння (12) двічі і одержимо (с1, с2 константи інтегрування):

$$V_z = \frac{Dx^2}{2} - \frac{kx^3}{6} + c_1 x + c_2.$$
(15)

Для визначення констант інтегрування використано крайові умови: $V_z = 0$ при $x = \pm h$. Після підстановки крайових умов у залежність (15) і розв'язку одержаної системи рівнянь знайдемо:

$$c_1 = \frac{kh^2}{6}, \ c_2 = -\frac{Dh^2}{2}.$$
 (16)

Відповідно розподіл осьових швидкостей в перетині щілини із врахуванням (15), (16) та (14) знайдено у вигляді:

$$V_{z} = \frac{h^{2}}{2\mu} \frac{dp}{dz} \left(1 + \frac{\rho \Omega_{x} \omega r}{dp / dz} \right) \left(1 - \frac{x^{2}}{h^{2}} \right) \cdot \left[1 + \frac{1}{3} \frac{x}{h} \cdot \frac{\rho \Omega_{x} \omega r / (dp / dz)}{\left(1 + \frac{\rho \Omega_{x} \omega r}{dp / dz} \right)} \right].$$
(17)

Введемо відносну кутову швидкість переносного руху Γ_x та характерну швидкість V_m згідно співвідношень:

$$\Gamma_x = \frac{\rho \Omega_x \omega r}{dp / dz}, \quad V_m = \frac{h^2}{2\mu} \frac{dp}{dz}.$$
(18)

Відповідно розподіл осьових швидкостей в перетині щілини:

$$V_z = V_m \left(1 + \Gamma_x \right) \left(1 + \frac{1}{3} \frac{x}{h} \cdot \frac{\Gamma_x}{1 + \Gamma_x} \right) \left(1 - \frac{x^2}{h^2} \right).$$
(19)

Розрахунки за даною формулою визначають профіль осьових швидкостей в щілині при наявності поворотного переносного руху (рис. 6). Із аналізу наведених на рис. 6 кривих випливає, що переносна кутова швидкість обертання шпинделя приводить до суттєвих змін профіля швидкості частинок повітря в щілині. При цьому в залежності від напрямків дії перепаду тиску dp/dz та кутової швидкості Ω_x переносний рух пришвидшує або сповільнює течію повітря в щілині. При ($\Gamma_x > 0$) має місце збільшення швидкості, а при ($\Gamma_x < 0$) сповільнення течії повітря. При відносних швидкостях переносного руху ($\Gamma_x \le -0,4$) на профілі швидкостей спостерігається точка перегину із появою зворотної течії в щілині, де швидкості частинок повітря протилежні напрямку перепаду тиску. Це приводить до асиметрії течії в щілині відносно дросельних отворів аеростатичних підшипників (рис. 7).







Рис. 7 – Асиметрія течії повітря в щілинах аеростатичних підшипників шпинделя обумовлена наявністю переносного поворотного руху

Асиметрія течії приведе до зменшення несучої здатності підшипника. Зменшення несучої здатності запропоновано компенсувати використавши додаткові аеростатичні підшипники розташовані концентрично. При цьому асиметрія розподілу тиску, що виникає за рахунок переносного руху значною мірою компенсується.

В щілинах аеростатичних підшипників має місце складний рух повітря. Проведено теоретичне дослідження течії повітря в щілині. Розрахунки виконані на основі методу ламінарної аналогії [9]. Згідно даного методу закономірності розподілу середніх швидкостей при ламінарному русі повітря в щілині еквівалентні закономірності розподілу швидкостей при плоскому русі ідеальної рідини. Виконано розрахунки плоского руху ідеальної рідини, а результати перенесені на розрахунок в'язкої течії повітря в щілині [10]. Функція течії плоского руху ідеальної рідини одержана у вигляді суперпозиції функцій течії п джерел (витоків) рідини [8]:

$$\psi = \sum_{k=0}^{n} \frac{Q_k}{2\pi} \operatorname{arctg}\left(\frac{y - y_k}{x - x_k}\right),\tag{20}$$

де Q_k – витрата рідини з *k*-го джерела (стоку); *x*, *y* – поточні координати визначені в площині щілини; x_k , y_k – координати розташування *k*-го джерела (стоку).

Залежність (20) визначає картину ліній течії (траєкторій) частинок повітря в середньому перетині щілини. Лінії течії знайдені згідно залежностей $\psi = const$ для різних умов течії в щілині. При мінімальних обертах шпинделя його окружна швидкість обертання мало впливає на течію в щілині (рис. 8, *a*).

Течія повітря в щілині має складний характер. В цілому повітря, яке витікає із сегментного кармана, розповсюджується в двох взаємно-перпендикулярних напрямках з витратами Q_1 , Q_2 та Q_3 , Q_4 . Співвідношення витрат Q_1 та Q_2 залежить від величини окружної швидкості шпинделя. При малих окружних швидкостях (рис. 8, *a*) значення витрат є близькими $Q_1 \approx Q_2$.

Високообертовий шпиндель має значну окружну швидкість. Тому в щілині підшипника має місце додаткова течія повітря, обумовлена переміщенням однієї із стінок щілини. Дане явище враховане введенням додаткових джерел у формулу (20). Переміщення стінки щілини суттєво змінює картину течії повітря (рис. 8, δ). Також змінюється баланс витрат на виході щілини. При значних окружних швидкостях витрати Q_1 і Q_2 суттєво відрізняються між собою. Причиною цього є вплив рухомої поверхні шпинделя на течію повітря в щілині.



a – при мінімальних обертах шпинделя; δ – при максимальних обертах шпинделя
Розрахункові за формулою (20) значення функції течії використано для знаходження середніх швидкостей в перетинах щілини. Швидкості визначені шляхом диференціювання залежності (20) відповідно формул:

$$V_{mx} = \frac{\partial \psi}{\partial y} = \sum_{k=0}^{n} \frac{Q_k}{2\pi} \cdot \frac{(x - x_k)}{[(x - x_k)^2 + (y - y_k)^2]}, \quad V_{my} = -\frac{\partial \psi}{\partial x} = \sum_{k=0}^{n} \frac{Q_k}{2\pi} \cdot \frac{(y - y_k)}{[(x - x_k)^2 + (y - y_k)^2]}.$$
(21)

В кожному перетині щілини шириною 2*h* має місце параболічний розподіл проекцій швидкостей:

$$v_{z} = V_{mz} \left[1 - \left(\frac{x}{h}\right)^{2} \right] + \omega r \left[1 - \frac{z}{2h} \right], \quad v_{y} = V_{my} \left[1 - \left(\frac{x}{h}\right)^{2} \right].$$
(22)

Векторне поле максимальних швидкостей в перетинах щілини знаходиться у вигляді:

$$\vec{V}_m = \vec{j} V_{my} + \vec{k} V_{mz},$$

де \vec{i} , \vec{j} , \vec{k} – орти декартової системи координат x, y, z.

Векторне поле максимальних швидкостей пов'язане із полем градієнта статичного тиску по площі щілини згідно співвідношення: $gradp = -\frac{2\mu}{h^2}\vec{V_m}$.

Відповідно проекції градієнта тиску:

$$\frac{\partial p}{\partial x} = -\frac{2\mu}{h^2} V_{mx}, \quad \frac{\partial p}{\partial y} = -\frac{2\mu}{h^2} V_{my}.$$
(23)

Інтегрування даних залежностей визначає скалярне поле статичного тиску в перетині щілини обчисленням інтеграла по деякій лінії L: $p = \int_{L} \frac{\partial p}{\partial x} dx + \frac{\partial p}{\partial y} dy$.

Відповідним вибором набору ліній L_1 , L_2 охоплено характерні області щілини і визначено поле статичного тиску в щілині. Ізобари течії показані пунктирними лініями на рис. 8. В області критичних точок течії має місце підвищення статичного тиску.

Як показано раніше, переносний рух шпинделя приводить до виникнення додаткового перепаду тиску в щілині. Із рівняння Нав'є-Стокса (9) випливає, що внаслідок дії сил Коріоліса в щілині виникає додатковий змінний по площі щілини градієнт тиску з проекціями:

$$\frac{\partial p_K}{\partial z} = 2\rho \Omega_x V_y, \quad \frac{\partial p_K}{\partial y} = 2\rho \Omega_x V_z. \tag{24}$$

Приймемо в якості першого наближення, що додатковий градієнт тиску пропорційний максимальній швидкості повітря в перетинах щілини.

При цьому розподіл тиску в щілині в першому наближенні визначиться геометричною сумою тиску обумовленого напірним рухом повітря (23) та додаткового градієнта тиску обумовленого дією прискорення Коріоліса (24).

Результуюче поле статичного тиску в щілині, що враховує переносний рух змінюється набуваючи асиметричного вигляду (рис. 9).

Внаслідок переносного руху в щілині формуються наведені (індуктивні) течії, що характеризуються потоками повітря $Q_{k1} - Q_{k4}$ та Q_{v1} , Q_{v2} . В цілому інтенсивність даних потоків є незначною, що обумовлено значними втратами енергії на тертя повітря біля стінок щілини.



Рис. 9 – Вплив переносного руху на поле статичного тиску в щілині аеростатичного підшипника: *а* – при мінімальних обертах шпинделя; *б* – при максимальних обертах шпинделя

В якості привода шпинделя використана осьова турбіна (рис. 10). При течії повітря в турбіні швидкість частинок повітря змінюється за величиною і по напрямку. При цьому має місце постійна витрата повітря в осьовому напрямку Q_T .

В напрямному апараті формується потік повітря із характерною швидкістю W_1 . Внаслідок окружної швидкості турбіни V_3 відносна швидкість потоку в міжлопаточному просторі збільшується до значення C_1 . Переносний поворотний рух турбіни характеризується кутовою швидкістю $\vec{\Omega}$ з проекціями Ω_x , Ω_y , Ω_z . Проекції Ω_x та Ω_y діють в площині трикутника швидкостей W_1 , C_1 і визивають сили Коріоліса, які діють в радіальному відносно осі турбіни напрямку. Вони не впливають суттєво на крутний момент турбіни.



Рис. 10 – Конструктивні схеми: *a* – схема турбінного привода пневмошпинделя; *б* – схема вихроутворення в міжлопаточному просторі турбіни

Проекція кутової швидкості Ω_z . має значний силовий вплив на потік повітря. В залежності від напрямку обертання має місце відхилення швидкості потоку W_1 від його номінального значення. Зміни напрямку швидкості потоку відбуваються в межах $W'_1...W'_1$. Це приводить до змін крутного моменту турбіни. Зміни швидкості на виході

турбіни $W'_2...W''_2$ також впливають на крутний момент. В певній мірі дані зміни моменту компенсуються, тому переносний рух шпинделя не впливає суттєво на турбінний привід шпинделя.

Сили Коріоліса інтенсифікують процес вихроутворення в міжлопаточному просторі турбіни (рис. 10, δ). При збільшенні крутного моменту росте перепад тиску в областях на зовнішній і внутрішній поверхнях сусідніх лопаток. Відповідно зростає інтенсивність вихрових рухів VR1 та VR2 на поверхні турбіни бандажа, який встановлений по периметру лопаток. В результаті проведених досліджень розроблено дослідний зразок напрямного апарату і турбіни (рис. 11), які компенсують негативні наслідки переносного руху шпинделя.



Рис. 11 – Дослідний зразок напрямного апарату і турбіни: *а* – турбіна використана в якості привода шпинделя; *б* – напрямний апарат для формування потоку повітря на турбіну

Висновки

1. Встановлено, що прискорення Коріоліса, які мають місце внаслідок поперечно-кутових переміщень шпинделя суттєво впливають на характер течії повітря в щілинах аеростатичних підшипників. В залежності від напряму вектора кутової швидкості переносного руху відбувається деформація профіля швидкостей частинок повітря в щілині. При інтенсивних переносних рухах можливі зворотні течії в щілині, а відповідно збільшення її гідравлічного опору.

2. Для компенсації негативних наслідків дії переносного руху рекомендується конструкція шпинделя із концентричними аеростатичними опорами, в яких одна опора утворена рухомою шийкою шпинделя та нерухомою втулкою корпуса, а відповідна їй концентрична опора утворена зовнішньою циліндричною поверхнею нерухомої втулки та внутрішньою поверхнею кільця закріпленого на шпинделі.

3. Зміни кутової швидкості переносного руху обумовлюють відповідні зміни крутного моменту, який розвивається турбіною. Для зменшення зміни крутного моменту напрямний апарат турбіни доцільно розташувати в площині перпендикулярній превалюю чому напрямку кутової швидкості переносного руху.

4. Як напрямок подальших досліджень рекомендується провести промислову апробацію розробленого пневмошпинделя в складі багатокоординатного технологічного обладнання із визначенням його статичних і динамічних характеристик.

Список літератури: 1. Сяньвень, Кун Структурный синтез параллельных механизмов [Текст] / Кун Сяньвень, Госселин Клемент. – М.: Физматлит, 2012. – 275 с. 2. Рыбак, Л. А. Эффективные методы решения задач кинематики и динамики робота-станка параллельной структуры [Текст] / Л. А. Рыбак, В. В. Ержуков, А. В. Чичварин. – М. : Физматлит, 2011. – 148с. – 100 экз. – ISBN 978-5-9221-1296-3. 3. Афонин, В. Л. Обрабатывающее оборудование на основе механизмов параллельной структуры [Текст] / / В. Л. Афонин, П. В. Подзоров, В. В. Слепцов ; под общ. ред. В. Л. Афонина. - М. : МГТУ Станкин, Янус-К, 2006. – 452с. – 1000 экз. – ISBN 5-8037-0356-7. 4. Струтинський, В. Б. Вплив гіроскопічних моментів на обертові деталі шпиндельного вузла верстата паралельної кінематики [Текст] / В. Б. Струтинський, О. Я. Юрчишин, В. А. Рудаков // Вісник НТУУ «КПІ». Сер. Машинобудування. -2012. – №66. – С. 26–31. 5. Струтинский, В. Б. Эксплуатационные динамические нагрузки на детали высокооборотного шпиндельного узла станка параллельной кинематики [Текст] / В. Б. Струтинский, О. Я. Юрчишин // Проблемы проектирования и автоматизации в машиностроении : сб. науч. тр. – Ирбит : ЗАО «ОНИКС», 2014. - С. 151-162. 6. Струтинський, С. В. Просторові системи приводів [Текст] : моногр. / С. В. Струтинський, А. А. Гуржій. – К. : Педагогічна думка, 2013. – 492 с. 7. Павловський, М. А. Теоретична механіка [Текст] : підручник / М. А. Павловський – К. : Техніка, 2002. – 512 с. : іл. – Бібліогр.: с. 494–496. – Дод. : с. 490–492. – ISBN 966-575-184-0. 8. Лойиянский, Л. Г. Механика жидкости и газа [Текст] / Л. Г. Лойцянский. – М. : Наука, 1973. – 847с. 9. Повх, И. Л. Техническая гидромеханика [Текст] / И. Л. Повх. – Л. : Машиностроение, 1976. – 504 с. 10. Яхно, О. М. Гідродинаміка струмінних течій в щілинах регульованих гідростатичних сферичних шарнірів [Текст] / О.М.Яхно, С. В. Струтинський // Наукові вісті НТУУ «КПІ». – Київ, 2011. – №6 (80) – С. 125–131.

Bibliography (transliterated): 1. Sjan'ven', Kun, and Gosselin Klement. Strukturnyj sintez parallel'nyh mehanizmov. Moscow: Fizmatlit, 2012. Print. 2. Rybak, L. A., V. V. Erzhukov and A. V. Chichvarin. Jeffektivnye metody reshenija zadach kinematiki i dinamiki robota-stanka parallel'noj struktury. Moscow: Fizmatlit, 2011. ISBN 978-5-9221-1296-3. Print. 3. Afonin, V. L., P. V. Podzorov and V. V. Slepcov. Obrabatyvajushhee oborudovanie na osnove mehanizmov parallel'noj struktury. Moscow: MGTU Stankin, Janus-K, 2006. ISBN 5-8037-0356-7. Print. 4. Strutyns'kyy, V. B., O. Ya. Yurchyshyn and V. A. Rudakov. "Vplyv hiroskopichnykh momentiv na obertovi detali shpyndel'noho vuzla verstata paralel'noyi kinematyky." Journal of Mechanical Engineering National Technical University of Ukraine "Kyiv Polytechnic Institute". Ser.: Mashynobuduvannya. No. 66. Kyiv: NTUU "KPI", 2012. 26-31. Print. 5. Strutinskij, V. B., and O. Ja. Jurchishin. "Jekspluatacionnye dinamicheskie nagruzki na detali vysokooborotnogo shpindel'nogo uzla stanka parallel'noj kinematiki." Problemy proektirovanija i avtomatizacii v mashinostroenii: sb. nauch. tr. Irbit: ZAO "ONIKS", 2014. 151–162. Print. 6. Strutyns'kyy, S. V., and A. A. Hurzhiy. Prostorovi cystemy pryvodiv. Kyiv: Pedahohichna dumka, 2013. Print. 7. Pavlovs'kyy, M. A. Teoretychna mekhanika. Kyiv: Tekhnika, 2002. ISBN 966-575-184-0. Print. 8. Lojcjanskij, L. G. Mehanika zhidkosti i gaza. Moscow: Nauka, 1973. Print. 9. Povh, I. L. Tehnicheskaja gidromehanika. Leningrad: Mashinostroenie, 1976. Print. 10. Yakhno, O. M., and S. V. Strutyns'kyy. "Hidrodynamika struminnykh techiy v shchilynakh rehul'ovanykh hidrostatychnykh sferychnykh sharniriv." Naukovi visti NTUU "KPI". No. 6 (80). Kyiv: NTUU "KPI", 2011. 125-131. Print.

Надійшла (received) 05.01.2015

УДК 62-82:532.528.(045)

Т.В. ТАРАСЕНКО, канд. техн. наук; доц. НАУ; Киев; *В.Г. РОМАНЕНКО*, канд. техн. наук; доц. НАУ; Киев; *В.Н. БАДАХ*, канд. техн. наук; доц. НАУ; Киев

ВОЗНИКНОВЕНИЕ КАВИТАЦИИ В ОБЪЕМНОМ НАСОСЕ

В авиационном гидроприводе большой мощности в качестве источников питания получили распространение аксиально-поршневые насосы регулируемой подачи. Режимы работы насоса, при которых происходит выделение воздуха и кавитация, сопровождаются повышенным шумом, снижением подачи, интенсивными колебаниями давления. Отрицательнее последствия этих явлений – эрозия деталей, усталостное разрушение трубопроводов, снижение вязкости рабочей жидкости, ее загрязнение продуктами износа. В статье рассмотрен механизм возникновения кавитации в аксиально-поршневых насосах, определены факторы, влияющие на возникновение кавитации и аэрации рабочей жидкости в аксиально-поршневых насосах. Получены формулы для определения кавитационного запаса насоса и пересчета его кавитационных характеристик на другие обороты приводного вала.

Ключевые слова: кавитация, аксиально-поршневой насос, кавитационный запас, кавитационная характеристика, порог кавитации, подача насоса, рабочая жидкость.

Введение

В практика машиностроения наблюдается устойчивая тенденция перехода гидропривода на высокие рабочие давления. Это обстоятельство обусловило ряд проблем и выдвинуло повышенные требования к конструкции как отдельных гидроагрегатов, так и гидросистем в целом. К актуальной проблеме современного гидропривода большой мощности относятся проблемы, связанные с кавитацией и аэрацией рабочих жидкостей.

В авиационном гидроприводе большой мощности в качестве источников питания получили распространение аксиально-поршневые насосы регулируемой подачи. Режимы работы насоса, при которых происходит выделение воздуха и кавитация, сопровождаются повышенным шумом, снижением подачи, интенсивными колебаниями давления. Отрицательнее последствия этих явлений – эрозия деталей, усталостное разрушение трубопроводов, снижение вязкости рабочей жидкости, ее загрязнение продуктами износа.

Повышенный уровень колебаний давления в напорных магистралях, обусловленный процессами кавитации и аэрации, является причиной возникновения вибраций трубопроводов системы, приводит к ложному срабатыванию регулирующей аппаратуры [1]. Кавитационные колебания давления являются одной из причин разгерметизации гидравлической системы. Они способствуют развитию незатухающих колебаний клапанов, золотников, сервопоршней, что приводит их к преждевременному износу, появлению наклепа и задиров на рабочих поверхностях.

Чтобы исключить или предупредить возникновение кавитационных колебаний давления в гидросистемах необходимо иметь сведения о их характере и проявлениях [2], сущности физических явлений вызывающих кавитацию, а также об особенностях протекания кавитации и аэрации в том или ином гидроагрегате.

Цель исследований

При определенной наработке авиационных аксиально-поршневых насосов было обнаружено кавитационные повреждения торцевых распределителей и поверхностей

блоков цилиндров аксиально-поршневых насосов [3]. В связи с этим были проведены исследования по работоспособности аксиально-поршневых насосов в условиях кавитации и воздуховыделения. А также исследованы вопросы механизма возникновения кавитации в аксиально-поршневых насосах в фазе всасывания и нагнетания насоса и экспериментальные исследования значения допускаемого кавитационного запаса и входных критических давлений для насосов с подобными качающими узлами, разработки рекомендаций по повышению ресурса насосов.

Результаты исследований

В качестве объектов исследования были выбраны аксиально-поршневые насосы типов НП-43М, НП-89Д, НП-72МВ.

Как известно, во входной магистрали насоса критическим сечением с точки зрения возникновения кавитации является вход в окно цилиндра (рис. 1.). Закономерность изменения давления в этом сечении можно установить, суммируя потери во входном трубопроводе [1÷4]:

$$p_{\rm BX} = p_{\rm d} - k_{\rm TP} Q_{\rm H}^2,$$

где $k_{\rm rp}$ – коэффициент характеристики трубопровода;

 $Q_{\rm H}$ – средняя по времени подача насоса.



Рис.1 – Схема всасывающей линии аксиально-поршневого насоса с золотниковым распределением потоков: *а* – эпюра давлений во всасывающем трубопроводе; *б* – эпюра давлений при дозаполнении из линии нагнетания; *l* – бак; *2* – всасывающий трубопровод; *3* – распределитель; *4* – блок цилиндров; *5* – поршень; *6* – напорный трубопровод; *7* – наклонный диск

Скорость истечения жидкости через окно цилиндра изменяется в соответствии с законом движения поршня:

$$V = V_{\rm M} \sin \varphi \,,$$

где V_м – модуль мгновенной скорости поршня;

 φ – фазовый угол.

Непосредственно в окне цилиндра давление дополнительно снижается в результате сжатия потока и гидравлического сопротивления. Потери давления пропорциональны переменной скорости истечения. Давление в сечении поршня:

$$p_{\rm II} = p_{\rm BX} - k_{\rm or} q_{\rm T}^2,$$

где $k_{o\kappa}$ – коэффициент гидравлической характеристики всасывающего окна цилиндра; q_{τ} – мгновенное теоретическое значение объемов жидкости, освобождаемых поршнем в такте всасывания, по абсолютной величине равные мгновенной подаче.

В установившемся режиме работы (n = const) давление на входе в насос $p_{\rm BX} = const$. Давление в цилиндре и в сжатом сечении потока при этих же условиях изменяется циклически [5]. При малом давлении $p_{\rm BX}$ и большой подаче $Q_{\rm H}$ давление в подводящем окне может снизится до критической величины $p_{\rm CX} = p_{\rm KAB}$ (давление порога кавитации), соответствующей интенсивному выделению из жидкости паровой фазы. Истечение в режиме кавитации сопровождается стабилизацией расхода жидкости. Мгновенные значения стабилизированного и потребного для заполнения цилиндра расхода жидкости представлены на рис. 2.



Рис. 2 – Графики мгновенных подач жидкости при газовыделении и кавитации в поршневом насосе: *а* – мгновенная подача насоса при наличии в рабочей жидкости нерастворенного воздуха; *б* – мгновенная подача насоса при кавитационном режиме работы

Из рисунка следует, что на участке до точки 1 заполнение цилиндра происходит без образования пустот (зона I). На некотором угле поворота блока цилиндра, начиная с точки 1, заполнение камеры происходит с постоянным расходом $q_{\rm cr}$. Стабилизация расхода обусловлена стабилизацией перепада давления $p_{\rm BX} = p_{\rm KAB}$. В результате стабилизации расхода на участке подачи [1] 1 - 2 - 3 (зона II) будет нарастать объем камеры цилиндра, его величина пропорциональна заштрихованной площади графика. На участке 3 - 4 (зона III) потребный расход в связи с интенсивным убыванием $q_{\rm r}$ становится меньше $q_{\rm cr}$ и возможно частичное дозаполнение камеры цилиндра жидкостью, если начало кавитации достаточно удалено от начала хода поршня.

Таким образом, первопричиной кавитации и выделения воздуха является недостаточное давление [6] для обеспечения неразрывности потока в процессе заполнения цилиндра жидкостью вслед за всасывающим поршнем. В результате выделения воздуха и кавитации, цилиндры в начало фазы нагнетания приходят с камерами, частично недозаполненные жидкостью [3], что является причиной повышенных пульсаций давления в магистрали нагнетания. Повторно явление кавитации развивается при дозаполнении цилиндра жидкостью из линии высокого давления. После перехода торцевого распределителя замкнутые объемы цилиндров сообщаются с напорной линией. Это приводит к обратному течению жидкости из трубопровода в цилиндр. Встречное соударение втекающей струи с поршнями вызывает ударные волны.

На рис. 3. представлены кавитационные характеристики насосов НП-43М, НП-89Д, НП-72МВ. Для каждой из них характерно наличие трех участков. На линейном участке подача насоса не зависит от давления на входе. Второй участок характеризуется постепенным снижением подачи из-за начала развития процессов кавитации и воздуховыделения. Резкое понижение подачи из-за интенсификации процессов кавитации и воздуховыделения отражает третий участок характеристики.



Рис.3 – Кавитационные характеристики аксиально-поршневых насосов НП-89Д, НП-43М, НП-72МВ: *I* – насос НП-89Д, при давлении в магистрали нагнетания $p_{\rm H} = 15 M\Pi a$, давлении в баке $p_6 = p_{\rm atm}$, частоте вращения $n = 4000 \,{\rm Muh}^{-1}$; *2* – насос НП-43М, при $p_{\rm H} = 15 M\Pi a$, $p_6 = p_{\rm atm}$, $n = 4000 \,{\rm Muh}^{-1}$; *3* – насос НП-72МВ, $p_{\rm H} = 15 M\Pi a$, $p_6 = p_{\rm atm}$, $n = 4000 \,{\rm Muh}^{-1}$. I – номинальная подача; II – снижение подачи из-за начала кавитации и воздуховыделения; III – кавитационный срыв подачи

Достаточность запаса энергии на входе в насос для обеспечения безкавитационного режима работы определяется по значению кавитационного запаса насоса. Согласно ГОСТ 12373-83 кавитационный запас насоса для установившегося режима определяют по формуле:

$$\Delta h = (p_{\rm BX} + 0.5\rho V_{\rm BX}^2 - p_{\rm HII}) / \rho g , \qquad (1)$$

где *p*_{вх} – давление на входе в насос;

 $V_{\scriptscriptstyle\rm BX}\,$ – скорость потока рабочей жидкости на входе в насос;

ho – плотность жидкости;

*p*_{нп} – давление насыщенных паров жидкости;

g – ускорение свободного падения.

На практике используют значение допускаемого кавитационного запаса, который обеспечивает работу насоса без основных технических показателей [7] (заметного снижения подачи, чрезмерных шумов и интенсивных колебаний давления).

В инженерных расчетах допускаемый кавитационный запас рассчитывают согласно выражению:

$$\Delta h_{\rm HOM} = k_3 \Delta h_{\rm KD}$$

где $\Delta h_{\rm kp}$ – критическое значение кавитационного запаса насоса;

 $k_{3} = 1, 0 - 1, 6$ — коэффициент кавитационного запаса. Значение коэффициента кавитационного запаса принимают с учетом типа рассматриваемого насоса и условий его эксплуатации. В дальнейшем принимаем $\Delta h_{\text{доп}} = \Delta h_{\text{кр}}$. Значение критического кавитационного запаса $\Delta h_{\text{кр}}$ определяют экспериментально.

Рассмотрим величину допускаемого кавитационного запаса для насосов с подобными качающими узлами, применив теорию гидродинамического подобия. В основе данной теории лежат постулаты о геометрическом, кинематическом и динамическом подобии.

Идеальная подача аксиально-поршневого насоса определяется выражением:

$$Q = V_0 z n$$
,

где V₀ – рабочий объем одной камеры насоса;

z – число поршней;

n – частота вращения вала насоса.

При известных геометрических параметрах и заданной частоте вращения идеальная подача аксиально-поршневого насоса запишется в виде:

$$Q = 0,25\pi d^2 Dtg\gamma zn = 0,5\pi d^2 rtg\gamma zn,$$

где h – полный ход поршня;

D – диаметр делительной окружности блока цилиндров;

г – радиус делительной окружности, на которой расположены оси цилиндров;

d – диаметр цилиндра;

 γ – угол наклона диска.

На основе условий геометрического подобия можно записать соотношение размеров качающих узлов двух подобных насосов [7]:

$$\frac{h_1}{h_2} = \frac{r_1}{r_2} = \frac{D_1}{D_2} = \frac{d_1^2}{d_2^2} = K$$

Кинематическое подобие для аксиально-поршневых насосов заключается в подобии относительных скоростей и ускорений поршней. Поскольку скорость и ускорение поршня определяются выражениями:

$$v = dx / dt = r\omega t g \gamma \sin \varphi;$$

$$a = d^2 x / dt^2 = r \omega^2 t g \gamma \cos \varphi,$$

где $\varphi = \omega t$ – угол поворота блока цилиндров за время t;

w – угловая скорость блока цилиндров.

Тогда можно записать:

$$\frac{v_1}{v_2} = \frac{\omega_1 r_1}{\omega_2 r_2} = K \frac{n_1}{n_2}; \ \frac{a_1}{a_2} = \frac{\omega_1^2 r_1}{\omega_2^2 r_2} = K \frac{n_1^2}{n_2^2}.$$

На каждый поршень в фазе нагнетания насоса действует сила R, создаваемая давлением нагнетания p_{μ} .

Значение силы *R* можно представить в виде:

$$R = 0,25 p_{\mu} \pi d^2$$
.

Также значение силы *R* можно представить в виде:

$$R = Ma = \rho V_0 a = 0,25 \rho \pi d^2 2rtg \gamma r \omega^2 tg \gamma \cos \varphi,$$

где M – масса жидкости, заключенная в объеме V_0 ;

а – ускорение поршня, выталкивающего массу жидкости М;

ρ – плотность рабочей жидкости.

Выразим давление нагнетания насоса:

$$p_{\rm H} = 2\rho r^2 \omega^2 t g^2 \gamma \cos \varphi \,.$$

Тогда напишем соотношение давлений нагнетания двух насосов, имеющих подобные качающие узлы:

$$\frac{p_{_{\rm H_1}}}{p_{_{\rm H_2}}} = K \frac{n_1^2}{n_2^2}.$$

Рассматривая идеальную индикаторную диаграмму для поршневого насоса [5, 7], можно записать следующие соотношения для двух насосов, имеющих подобные качающие узлы:

$$\frac{p_{_{\rm H_1}}}{p_{_{\rm H_2}}} = \frac{p_{_{\rm BC_1}}}{p_{_{\rm BC_2}}} = \frac{p_{_{\rm BX,KP,1}}}{p_{_{\rm BX,KP,2}}} = \frac{\Delta h_{_{\rm JO\Pi_1}}}{\Delta h_{_{\rm JO\Pi_2}}},$$

где $p_{\rm вс}$ – давление всасывания;

*p*_{вх.кр} – входное критическое давление;

 $\Delta h_{\text{поп}}$ – допускаемый кавитационный запас.

Исходя из вышеприведенных формул, можно записать:

$$\frac{\Delta h_{\text{доп}_1}}{\Delta h_{\text{доп}_2}} = K^2 \frac{n_1^2}{n_2^2}; \qquad (2)$$

$$\frac{p_{\text{BX,KP}_1}}{p_{\text{BX,KP}_2}} = K^2 \frac{n_1^2}{n_2^2}.$$
(3)

Данные формулы имеют большое практическое значение, так, как экспериментально определив значение допускаемого кавитационного запаса и входного критического давления для одного насоса, отпадает необходимость экспериментально проделывать ту же самую трудоемкую работу для насосов с подобными качающими узлами. Достаточно лишь знать некоторые их геометрические размеры и частоту вращения валов и можно расчетным путем получить значения допускаемых кавитационных запасов и входных критических давлений для любого из подобных насосов.

Анализируя результаты экспериментальных исследований кавиитационных характеристик, представленных на рис. 3 и на рис. 4, определим допускаемые значения

кавитационных запасов для некоторых типов авиационных насосов, работающих на жидкости АМГ-10 при температуре 50 °C, используя формулу (1).

 $\Delta h_{\text{доп}} = 6 \div 8$ м для насоса НП-25 при n = 2200 мин⁻¹;

- $\Delta h_{\text{доп}} = 20 \div 22$ м для насоса НП-43м при n = 4000 мин⁻¹;
- $\Delta h_{\text{доп}} = 16 \div 18$ м для насоса ПН-89Д при n = 4000 мин⁻¹;
- $\Delta h_{\text{доп}} = 18 \div 20$ м для насоса НП-72МВ при n = 4000 мин⁻¹.



Рис. 4 – Кавитационные характеристики насоса ПН-43М с подобными точками входных критических давлений: I – частота вращения $n = 2000 \text{ мин}^{-1}$, давление в гидробаке $p_6 = p_{atm}$, температура рабочей жидкости АМГ-10 T = 293 K; $2 - n = 3200 \text{ мин}^{-1}$, $p_6 = p_{atm}$, T = 293 K; $3 - n = 4200 \text{ мин}^{-1}$, $p_6 = p_{atm}$, T = 293 K; 4 - кривая, полученная теоретически, объединяющая подобные точки Q_1 , Q_2 , Q_3 , входных критических давлений начала кавитации

Среди представленных насосов можно выделить группу насосов с подобными качающими узлами: НП-25-5, НП-43М, НП-72МВ. Возьмем в качестве исходных данных $\Delta h_{\rm дon1}$ и n_1 значения насоса НП-25-5 и найдем расчетным путем значения допускаемых кавитационных запасов и входных критических давлений для насосов НП-43М и НП-72МВ. После несложных вычислений можно убедиться в том, что расчетные значения $\Delta h_{\rm дon}$ и $p_{\rm вх.кр}$ совпадут с экспериментальными. Следовательно, можно сделать вывод о том, что соотношения, полученные теоретически для допускаемых кавитационных запасов и входных критических значений давлений для насосов с подобными качающими узлами правомерны.

Рассмотрим частный случай формул (2) и (3), то есть подобные режимы одного и того же насоса при различных значениях частоты вращения приводного вала n_1 и n_2 , то формулы соотношений допускаемых кавитационных запасов и входных критических давлений упрощаются и будут иметь вид:

$$\frac{\Delta h_{\text{non1}}}{\Delta h_{\text{non2}}} = \frac{n_1^2}{n_2^2}; \qquad (4)$$

$$\frac{p_{\text{BX,Kp.1}}}{p_{\text{BX,Kp.2}}} = \frac{n_1^2}{n_2^2};$$
(5)

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1}{n_2} \,. \tag{6}$$

Данными формулами можно пользоваться при пересчете значений критических точек на кавитационных характеристиках насоса при переходе с одной частоты на другую. На каждой кривой найдется точка с координатами, пропорционально соответствующим выражениям (4 и 5). Каждая из точек будет отображать подобное друг другу состояние на характеристиках. В соответствии с уравнениями (4, 5, 6) для одного ряда подобных точек можно записать соотношения:

$$\frac{\Delta h_{\text{доп.1}}}{Q_1^2} = \frac{\Delta h_{\text{доп.2}}}{Q_2^2} = \frac{\Delta h_{\text{доп.3}}}{Q_3^2} = \dots = const = C;$$

$$\frac{p_{\text{вх.кр.1}}}{Q_1^2} = \frac{p_{\text{вх.кр.2}}}{Q_2^2} = \frac{p_{\text{вх.кр.3}}}{Q_3^2} = \dots = const = B;$$

$$\frac{\Delta h_{\text{доп.1}}}{n_1^2} = \frac{\Delta h_{\text{доп.2}}}{n_2^2} = \frac{\Delta h_{\text{доп.3}}}{n_3^2} = \dots const = L;$$

$$\frac{p_{\text{вх.кр.1}}}{n_1^2} = \frac{p_{\text{вх.кр.2}}}{n_2^2} = \frac{p_{\text{вх.кр.3}}}{n_3^2} = \dots = const = A.$$

Для ряда подобных друг другу режимов имеем:

$$\begin{split} \Delta h_{\text{доп.}} &= CQ^2 ;\\ p_{\text{вх.кр.}} &= BQ^2 ;\\ \Delta h_{\text{доп.}} &= Ln^2 ;\\ p_{\text{вх.кр.}} &= An^2 . \end{split}$$

Рассматривая четыре последних выражения, можно заключить, что один ряд подобных точек, каждая из которых в отдельности расположена на одной кривой из семейства характеристик можно описать параболой.

Семейство кривых, полученных экспериментально для насоса НП-43М (рис. 4.) подтверждают истинность математических соотношений. Коэффициент *А* находится еще в линейной зависимости от вязкости рабочей жидкости и может быть рассчитан по формуле:

$$A10^{-6} = 0,12\upsilon + 45,7,$$

где *v* – вязкость жидкости в сСт.

Таким образом используя теорию гидродинамического подобия, получен ряд формул, представляющих большой практический интерес при рассмотрении подобных режимов работы одного и того же насоса, а также для насосов с подобными качающими узлами.

Выводы

Кавитация в насосах может развиваться на определенном этапе самостоятельно, а также протекать на фоне воздуховыделения. Без воздуховыделения кавитация развивается вследствие недостаточного входного давления, при котором происходит отрыв жидкости от поршней. Чем больше скорость перемещения поршня, тем больше нужно входное давление для обеспечения бескавитационной работы. Выделение воздуха начинается при давлении меньшем или равном давлению на входе, при котором развивается кавитация.

Для кавитационной характеристики аксиально-поршневого насоса характерно наличие трех участков: на первом участке при достаточных давлениях $p_{\rm BX}$ подача насоса не зависит от входного давления; на втором – подача постепенно понижается изза выделения воздуха и начала кавитационного процесса; на третьем – подача резко понижается из-за интенсификации процессов.

Используя теорию гидродинамического подобия, получен ряд формул, представляющих большой практический интерес при рассмотрении подобных режимов работы для одного и того же насоса, а также для насосов с подобными качающими узлами.

Результаты обобщенных экспериментальных исследований кавитационных характеристик ряда аксиально-поршневых насосов, применяющихся в авиационном гидроприводе, позволили получить для них допускаемые значения кавитационного запаса.

Список литературы: 1. Глазков, М. М. Кавитация в жидкостных системах воздушных судов [Текст] / М. М. Глазков, В. Г. Ланецкий, Н. Г. Макаренко, И. П. Челюканов. – К., 1987. – 82 с. 2. Валитов, М. З. Исследования колебаний давления в цилиндрах поршневого насоса [Текст] / М. З. Валитов // Гидравлические машины. – Харьков, 1989. – С.93–99. 3. Зайончковский, Г. И. Исследование нестационарных режимов работы гидросистемы самолета Як-42 [Текст] / Г. И. Зайончковский, С. П. Ветров, Э. В. Фоменко // Проблемы динамики пневмогидравлических и топливных систем летательных аппаратов. – Куйбышев, 1990. – С. 14–15. 4. Ивченко, В. М. Гидродинамика многофазных жидкостей. Кавитация [Текст] / В. М. Ивченко. – Красноярск, 1980. – 82 с. 5. Копа, Н. Д. Работа аксиально-поршневого насоса в кавитационном режиме [Текст] / Н. Д. Копа, С. В. Чирков // Вопросы надежности гидравлических систем. – К., 1970. – С. 75–81. 6. Куринков, В. Н. Исследования влияния эксплуатационных факторов на работоспособность насоса НП-43М в гидросистеме самолета Ту-134 [Текст] / В. Н. Куринков, В. А. Найда, Г. Н. Подрез // Надежность гидрогазовых систем воздушных судов. – К., КИИГА, 1983. – С.73–75. 7. Некрасов, Б. Б. Гидравлика и ее применение на летательных аппаратах [Текст] / Б. Б. Некрасов. – М. : Машиностроение, 1967. – 367 с.

Bibliography (transliterated): 1. Glazkov, M. M., et al. Kavitacija v zhidkostnyh sistemah vozdushnyh sudov. Kiev, 1987. Print. 2. Valitov, M. Z. "Issledovanija kolebanij davlenija v cilindrah porshnevogo nasosa." Gidravlicheskie mashiny. Kharkov, 1989. 93–99. Print. 3. Zajonchkovskij, G. I., S. P. Vetrov and Je. V. Fomenko. "Issledovanie nestacionarnyh rezhimov raboty gidrosistemy samoleta Jak-42." Problemy dinamiki pnevmogidravlicheskih i toplivnyh sistem letatel'nyh apparatov. Kuybyshev, 1990. 14–15. Print.
4. Ivchenko, V. M. Gidrodinamika mnogofaznyh zhidkostej. Kavitacija. Krasnoyarsk, 1980. Print.
5. Kopa, N. D., and S. V. Chirkov. "Rabota aksial'no-porshnevogo nasosa v kavitacionnom rezhime." Voprosy nadezhnosti gidravlicheskih sistem. Kiev, 1970. 75–81. Print. 6. Kurinkov, V. N., V. A. Najda and G. N. Podrez. "Issledovanija vlijanija jekspluatacionnyh faktorov na rabotosposobnost' nasosa NP-43M v gidrosisteme samoleta Tu-134." Nadezhnost' gidrogazovyh sistem vozdushnyh sudov. Kiev: KIIGA, 1983. 73–75. Print.
7. Nekrasov, B. B. Gidravlika i ee primenenie na letatel'nyh apparatah. Moscow: Mashinostroenie, 1967. Print.

Поступила (received) 06.01.2015

УДК 629.7.03

Т.І.СИВАШЕНКО, канд. техн. наук; проф. НАУ; Київ; *Ю.А. КОШКІН*, ведучий конструктор ДП «Антонов»; Київ; *М.В. МОСТОВИЙ*, конструктор І-ої категорії ДП «Антонов»; Київ; *Р.І. ЛАПЕНКО*, магістр НАУ; Київ

ПАЛИВОВИМІРЮВАЛЬНА СИСТЕМА З ДИАГНОСТИКОЮ СТАНУ ПАЛИВНИХ АГРЕГАТІВ ТА КОНСТРУКТИВНИХ ЕЛЕМЕНТІВ

Представлена система паливовимірювання та діагностування агрегатів та елементів паливних систем. Велика кількість функціональних, алгоритмічних та електричних зв'язків паливної системи, а також велика її роль в забезпеченні безпеки польотів потребує забезпечення ефективного і неперервного контролю та діагностики технічного стану всіх агрегатів та елементів на протязі всього польоту.

Представлена система забезпечує безперервний контроль стану паливних агрегатів, вимірювання кількості палива на протязі польоту, а також забезпечує спеціальними тестовими каналами діагностику вузлів та агрегатів паливної системи.

Ключові слова: надійність, паливовимірювач, сигналізатори рівня палива, пульт індикації та управління заправкою та пульт керування вироблення палива, датчик вільної води, датчик-сигналізатор рівня палива.

Вступ. Для забезпечення безпеки польотів на сучасних літаках важливе значення має паливна система, яка забезпечує розміщення палива на літальному апараті та подачу палива до двигунів при всіх умовах і режимах польоту. Для надійної безвідмовної роботи системи необхідно забезпечити контроль і діагностику бортового обладнання, застосування сучасної електроніки. Представлена нова методика за контролем паливної системи, що значно підвищує надійність її роботи.

Паливовимірювальна система. Паливні системи літальних апаратів (ЛА) призначені для розміщення на його борту необхідного запасу палива і безперебійної подачі палива в камери згоряння двигунів за всіх можливих для даного ЛА умов польоту і режимів роботи двигунів. Крім того, паливна система може забезпечувати охолодження масла, агрегатів, радіоелектронної апаратури, виконувати регулювання положення центру мас ЛА в заданому діапазоні. Паливо іноді використовується також як робоча рідина у різних автоматичних пристроях (керування стулками реактивного сопла і лопатками вхідного напрямного апарата та інше).

До паливних систем висуваються вимоги надійності, живучості, пожежної безпеки, масових і габаритних характеристик, простоти конструкції, контролепридатності, експлуатаційної технологічності, забезпечення міцності та вібростійкості їх елементів.

Паливні системи сучасних ЛА – це складний комплекс великої кількості взаємопов'язаних підсистем: подачі палива до двигунів, перекачування палива, управління порядком вироблення палива з баків, наддуву і дренажу паливних баків, заправки і зливання палива на землі та в польоті, охолодження і контролю тощо.

В зв'язку з великою кількістю функціональних і конструктивних зв'язків в паливній системі, а також між паливною системою та іншими системами ЛА необхідно забезпечити ефективний, неперервний контроль і діагностика технічного стану всіх агрегатів та елементів на протязі всього польоту. Для вирішення цих питань необхідно ввести в конструкцію паливної системи літака елементи високої надійності, які дозволяють суттєво зменшити габарити та масові характеристики вузлів і агрегатів і забезпечують контроль і діагностику бортового обладнання, без допоміжної контрольно-провірочної апаратури з застосуванням сучасних засобів електроніки, а також спеціальних засобів програмного забезпечення. Це значно підвищує безпеку роботи паливних систем.

Експлуатаційна надійність паливної системи великою мірою залежить від технічної досконалості та експлуатаційної надійності паливовимірювального комплексу, який забезпечує екіпаж інформацією про роботу і стан паливної системи, кількість палива та його резервний залишок, порядок вироблення палива, а також забезпечує заправку баків при закритій централізованій заправці.

Технічні вимоги до паливовимірювального комплексу визначаються типом літака та особливостями структурної схеми паливної системи.

Паливовимірювальний комплекс повинен мати такі основні елементи (рис. 1).



Рис. 1 – Загальний вигляд паливовимірювального комплексу паливної системи:

1 – паливовимірювальні датчики ємкісного типу; 2 – датчики-сигналізатори рівня палива;

3 – датчики вільної води; 4 – блок паливо вимірювання; 5 – пульт індикації та управління заправкою; 6 – пульт індикації та керування виробленням палива

Паливо-вимірювальний комплекс поділяється на три складові частини: вимірювальну, автоматичну і обчислювальну.

Вимірювальна частина комплексу складається з датчиків паливомірів 1 та блоків паливовимірювання 4. Принцип дії вимірювальної частини комплексу полягає у вимірюванні електричної ємності датчика 1, яка змінюється залежно від рівня палива в баці:

$$C = K \frac{\varepsilon_1 l_1 + \varepsilon_2 l_2}{\lg \frac{D_2}{D_1}},$$

де K – константа, що залежить від конфігурації датчика; $\varepsilon_1, \varepsilon_2$ – діелектрична проникність повітря та палива відповідно; l_1 і l_2 – довжина незатопленої та затопленої частин датчика; D_1 – зовнішній діаметр внутрішньої труби; D_2 – внутрішній діаметр зовнішньої труби коаксіального датчика.

Оскільки $lg(D_2/D_1) = const$, то ємність датчика залежить лише від співвідношення затопленої та незатопленої довжин датчика, тобто від рівня палива в

баці. Робота вимірювальної частини комплексу заснована на перетворенні електричної ємності датчика в напругу постійного струму, яка далі перетворюється на кодову інформацію, що подається в обчислювальну частину комплексу.

Автоматична частина комплексу поділяється на три частини: вироблення палива, заправки паливом і сигналізації наявності води у відстої баків.

До складу автоматичної частини вироблення входять датчики-сигналізатори рівня палива в баках закріплені на датчиках паливо вимірювання 2, блоки паливо вимірювання 4, пульт індикації та керування виробленням палива 6, обчислювальна машина. До складу автоматичної частини заправки, крім датчиків-сигналізаторів, блоків паливовимірювання і обчислювальної машини, входить також пульт індикації та управління заправкою 5.

Принцип дії автоматичної частини вироблення та заправки полягає у вимірюванні електричного опору терморезистивного датчика, що змінюється внаслідок зміни теплопровідності навколишнього середовища при опусканні (підйомі) рівня палива нижче (вище) від рівня установки терморезистора, з подальшим перетворенням утвореного електричного сигналу в біполярний послідовний код, що надходить у обчислювач та пульти індикації та управління заправкою 5 та індикації і керування виробленням палива *б*.

Діагностика світловодних перетворювачів рівня палива здійснюється системою за відповідністю їх частотних характеристик до величин, які характеризують їх нормальну роботу. Принцип роботи світловодних перетворювачів оснований на змочуванні поверхні призми, яка являється чутливим елементом сигналізатора. Джерело світла (світодіод) видає сигнал, який відбивається чутливим елементом сигналізатора і приймається приймачем (фотодіод). Після занурення чуттєвого елемента в паливну систему, сигнал від джерела поглинається паливним середовищем. При цьому фотоприймач не має ніякої інформації, в вигляді послідовних сигналів (імпульсів світла) деякої частоти в заданому діапазоні.

Для підвищення надійності сигналізаторів їх роблять двох-канальними, з двома джерелами сигналів і двома фотоприймачами.

Діагностика відбувається за рахунок вихідних вимірюваних параметрів. До складу автоматичної частини сигналізації водного відстою в баках належать датчики вільної води 3, а також блоки керування та пульт індикації та управління заправкою. Принцип дії автоматичної сигналізації наявності води у відстої полягає в реєстрації різниці електропровідності води та палива. Підвищення електропровідності за наявності води викликає зменшення електроопору на датчику 2, що призводить до виникнення електричного сигналу, який подається на пульт індикації та управління заправкою.

Обчислювальна частина комплексу включає в себе обчислювачі та схеми обробки даних і забезпечує збирання та оброблення вимірювальної інформації і подачу її на пульти індикації та управління заправкою та індикації і управління вирібкою палива, збирання інформації від сигналізаторів рівня палива в баках, кранів вироблення та насосів і забезпечує видачу інформації про стан і положення кранів вироблення, роботу насосів та на закриття кранів заправки, а також діагностику всіх агрегатів.

Дана система забезпечує контроль стану паливних агрегатів, вимірювальних каналів, датчиків і сигналізаторів паливовимірювання на протязі експлуатації, а також за спеціальними тестовими каналами без застосування якої-небудь допоміжної перевірочної апаратури. Діагностика блоків управління, пультів та датчиків системи відбувається в двох режимах:

- фоновому - який працює на протязі всього часу роботи системи;

- тестовому - за натиском кнопки контролю на пульті заправки.

Діагностика паливних агрегатів відбувається за їх станом і наявністю команд управління. Якщо стан агрегату не відповідає команді управління, то подається інформація про відмову цього агрегату або його електричних монтажів. Діагностика одиничних паливовимірювальних датчиків відбувається за діапазоном електричної ємності кожного з них як в змоченому так і в сухому стані. Діагностика сигналізаторів вільної води відбувається за відповідністю фактичного значення величини провідності ланцюга, якщо вона більше, чим провідність вільної води в баці.

Інформація про відмови агрегатів паливної системи видається у вигляді текстових повідомлень і кольорових символів, що відображені на екранах індикації, а також у вигляді кодів в систему технічного обслуговування. Крім того всі одиничні відмови, а також відмови всередині каналу автоматики паливовимірювання, які пов'язані з будь-якими порушеннями функцій системи фіксуються в енергонезалежній пам'яті системи. Після відновлення цих функцій вони автоматично видаляються.

Інформація про будь-які одиничні відмови датчиків формується у вигляді кодових повідомлень на індикаційне табло пульту заправки, підчас проведення текстового контролю системи з пульта ПКУЗ і в виді кодів відображається на індикаторах ПКУ.

При неможливості представлення достовірної інформації про кількість палива в кожному баці, при відмові датчика паливовимірювання, інформація про відмови паливовимірювальної системи видається на екранну індикацію у вигляді текстового повідомлення.

Паливовимірювальні датчики систем одночасно з виміром сумарного залишку палива можуть використовуватися також для визначення положення центру мас, автоматичного управління зміною центра мас в польоті, управління порядком вирібки палива з баків.

В зв'язку з тим, що на сучасних пасажирських та транспортних літаках відносна маса палива сягає 30÷50 % від злітної маси літака, то проблема точного вимірювання кількості палива в баках є актуальною, і забезпечує надійний контроль за роботою паливної системи, і таким чином підвищення безпеки польотів літака.

Висновки. Дана паливовимірювальна система забезпечує контроль стану паливних агрегатів, вимірювальних каналів, самих датчиків, сигналізаторів паливоміра, а також їх лінії зв'язку, як постійно в процесі експлуатації, так і за спеціальними тестовими командами, без використання якоїсь додаткової контрольно-повірочної апаратури.

Список літератури: 1. Лещинер, Л. Б. Проектирование топливных систем самолетов [Текст] / Л. Б. Лещинер, И. Е. Ульянов. – М. : Машиностроение, 1975. – 343 с. 2. Мостовой, М. В. Топливоизмерительная система с углубленной диагностикой состояния топливных агрегатов и конструктивно-сьемных элементов [Текст] / М. В. Мостовой // Промышленность в фокусе. – К., 2013. – №3. 3. Сивашенко, Т. І. Проектування паливних систем літальних апаратів [Текст] / Т. І. Сивашенко, П. Ф. Максютинський. – К. : НАУ, 2014. – 215 с.

Bibliography (transliterated): 1. Leshhiner, L. B., and I. E. Ul'janov. *Proektirovanie toplivnyh sistem samoletov*. Moscow: Mashinostroenie, 1975. Print. **2.** Mostovoj, M. V. "Toplivoizmeritel'naja sistema s uglublennoj diagnostikoj sostojanija toplivnyh agregatov i konstruktivno-s'emnyh jelementov." Promyshlennost' v fokuse. No. 3. Kiev, 2013. Print. **3.** Syvashenko, T. I., and P. F. Maksyutyns'kyy. *Proektuvannya palyvnykh system lital'nykh aparativ*. Kyiv: NAU, 2014. Print.

Надійшла (received) 19.12.2014

УДК 621.224

В.Э. ДРАНКОВСКИЙ, канд. техн. наук; доц. НТУ «ХПИ»; *К.С. РЕЗВАЯ*, аспирант НТУ «ХПИ»

К РАСЧЕТУ ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ВЫСОКОНАПОРНОЙ ОБРАТИМОЙ ГИДРОМАШИНЫ В ТУРБИННОМ РЕЖИМЕ РАБОТЫ НА ОСНОВЕ МАТЕМАТИЧЕСКОГО ОПИСАНИЯ ЕЕ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА

Представлен подход к исследованию проточной части радиально-осевых гидромашин на основании математического моделирования рабочего процесса обратимых машин различного уровня. Определены преимущества блочно-иерархического подхода на системе многоуровнего описания рабочего процесса. Представлена общая структура математического описания рабочего процесса, которая устанавливается с помощью основного уравнения гидромашин и уравнения баланса энергии. А также приведена блоксхема математического описания рабочего процесса гидромашины для турбинного режима работы.

Ключевые слова: гидроаккумулирующая станция, проточная часть, турбинный режим, математическая модель, кинематическая модель, баланс энергий.

Введение

Проблема покрытия пиков и провалов нагрузки в энергосистемах является одной из основных, стоящих перед мировой энергетикой. В настоящее время она решается путем создания высокоманевренных мощностей, позволяющих эксплуатировать энергосистемы с минимальными энергоресурсами [1]. Одним из эффективных способов аккумулирования энергии являются гидроаккумулирующие станции (ГАЭС), оборудованные двухмашинными обратимыми гидроагрегатами [2]. Разработка проточных частей обратимых гидромашин представляет сложную гидродинамическую задачу, направленную на получение приемлемых режимных параметров при работе в насосном и турбинных режимах работы [3].

Основная часть

Из проведенного анализа работ по исследованию рабочего процесса обратимых гидромашин следует, что в настоящее время вопросам по созданию проточных частей (ПЧ) радиально-осевых высоконапорных обратимых машин не уделяется должного внимания.

Для ГАЭС определяющим, при выборе параметров, является насосный режим, т.к. обратимая гидромашина должна обеспечивать необходимый напор и требуемые кавитационные характеристики в насосном режим работы при условии достижения в турбинном режиме при расчетном напоре требуемой установленной мощности с максимальным КПД.

Несовпадение оптимального режима с расчетным требует тщательного исследования проточной части обратимой гидромашины при турбинном режиме с целью обоснованного определения расчетной мощности, резервов повышения гидравлического КПД и уменьшения интенсивности гидродинамических нестационарностей.

Современный подход к исследованию проточной части радиально-осевых гидромашин предусматривает проведение многовариантного анализа, в процессе

[©] В.Э. Дранковский, К.С. Резвая, 2015

которого исследуется влияние геометрических и режимных параметров на энергетические показатели гидромашины.

Такой подход предполагает наличие в нем математических моделей (ММ) рабочего процесса гидромашин различного уровня [4]. При этом выбор наиболее эффективной модели зависит как от стадии проектирования проточной части, так и характера поставленных задач.

Разработка системы взаимосвязанных моделей, описывающих рабочий процесс на разных иерархических уровнях, является важнейшим направлением в развитии современных методов исследования проточной части. Построенная на принципах блочно-иерархического подхода система многоуровневого описания рабочего процесса эффективно используется на разных стадиях проектирования проточной части для численного моделирования ее энергетических характеристик.

Достоинства многоуровневого описания рабочего процесса гидротурбины проявляются в возможности:

автономного исследования гидродинамических характеристик проточной части;

– систематического, по мере накопления опытных и расчетных данных, совершенствования описания отдельных элементов проточной части без переделки всей математической модели рабочего процесса в целом;

– перехода от одного уровня описания к другому в зависимости от целей и задач, стоящих перед разработчиком проточной части на различных стадиях ее проектирования.

Применение блочно-иерархического подхода для составления математического описания рабочего процесса проточной части предусматривает разработку комплекса взаимосвязанных между собой моделей разного уровня. Каждый иерархический уровень характеризуется различной степенью детализации математического описания и своим подходом при решении задачи. Исходя из общей структуры математической модели, предлагается поэтапный подход использования математических моделей разного уровня.

Общая структура математического описания рабочего процесса устанавливается с помощью основного уравнения гидромашин и уравнения баланса энергии, записанных в безразмерной форме [4, 5]:

$$\eta_{\Gamma} = \frac{k_{H_T}}{g} Q_I^{\prime 2};$$
 (1)

$$\frac{g}{Q_I'^2} = k_{H_T} + k_{h_{\Gamma}} \,, \tag{2}$$

где $k_{H_T} = k_{H_T} \left(\frac{\overline{\Gamma}_1 D}{Q_k}, \frac{\omega D^3}{Q_k}, L'_{pk} \right)$ – коэффициент напора; $k_h = k_h \left(\frac{\overline{\Gamma}_1 D}{Q_k}, \frac{\overline{\Gamma}_2 D}{Q_k} \frac{\omega D^3}{Q_k}, L' \right)$ – коэффициент сопротивления проточной части;

L' – символическое обозначение набора безразмерных геометрических параметров проточной части;

 $\frac{\overline{\Gamma}_1 D}{O}$, $\frac{\overline{\Gamma}_2 D}{O}$ – безразмерные коэффициенты осредненной циркуляции, характеризующие направление потока соответственно в сечениях за и перед рабочим колесом;

 $k_Q = \frac{\omega D^3}{Q}$ – обобщенный режимный параметр.

КПД гидромашины связан с гидравлическим:

$$\eta = \eta_{\Gamma} \eta_0 \eta_{\varPi} \,, \tag{3}$$

где

$$\eta_{\Gamma} = \frac{N_{\Gamma}}{\rho g Q_{pk} H}; \quad N_{\Gamma} = \rho g Q_{pk} H_{T}; \quad \eta_{\mathcal{A}} = \frac{N_{\Gamma} - N_{\mathcal{A}}}{N_{\Gamma}}; \quad N_{\mathcal{A}} = M_{\mathcal{A}} \omega; \quad \eta_{0} = \frac{Q_{pk}}{Q}.$$
(4)

С учетом вышесказанного уравнение баланса приводится к виду:

$$\frac{g}{Q_{lpk}^{\prime 2}} = k_{H_T} \eta_0^2 + k_{h_n} + k_{h_{pk}} \eta_0^2 + k_{h_{om}}, \qquad (5)$$

где $k_{h_n} = f\left(\frac{\overline{\Gamma}_{cn}D}{O}, \frac{\overline{\Gamma}_0D}{O}, L'_n\right)$ – коэффициент сопротивления подвода; $k_{h_{pk}} = f\left(\frac{\overline{\Gamma}_1 D}{Q_k}, \frac{\omega D^3}{Q_k}, L'_{pk}\right) -$ коэффициент сопротивления в рабочем колесе (РК); $k_{h_{omc}} = \frac{g\bar{h}_{om}D^4}{Q^2} = f_3\left(\frac{\bar{\Gamma}_2 D}{Q_k}, \frac{\omega D^3}{Q_k}, L'_{om}\right) -$ коэффициент сопротивления в отсасывающей трубе;

 $Q'_I = \frac{Q}{D_1^2 \sqrt{H}}$ – приведенный расход через гидромашину.

Таким образом, полная математическая модель рабочего процесса гидромашины в турбинном режиме записывается в виде:

$$\eta = \eta_{\Gamma} \eta_{0} \eta_{I};$$

$$\eta_{\Gamma} = \frac{k_{H_{T}}}{g} Q_{I}^{\prime 2} \eta_{0}^{2};$$

$$\frac{g}{Q_{I}^{\prime 2}} = (k_{H_{T}} + k_{h_{pk}}) \eta_{0}^{2} + k_{h_{n}} + k_{h_{om}}$$

Функциональные зависимости (1, 2, 3) являются исходными для расчета энергетических характеристик гидромашины в турбинном режиме работы. Для проведения таких расчетов требуется развернутое представление выражений:

- коэффициента теоретического напора:

$$k_{H_T} = k_{H_T} \left(\frac{\overline{\Gamma}_1 D}{Q_k}, \frac{\omega D^3}{Q_k}, L'_{pk} \right);$$

- коэффициента сопротивлений рабочих органов:

$$\begin{aligned} k_{h_n} &= f \bigg(\frac{\overline{\Gamma}_{cn} D}{Q}, \frac{\overline{\Gamma}_0 D}{Q}, L'_n \bigg); \\ k_{pk} &= \frac{g h_{pk} D^4}{Q^2} = f_2 \bigg(\frac{\overline{\Gamma}_1 D}{Q_k}, \frac{\omega D^3}{Q_k}, L_{pk} \bigg); \\ k_{omc} &= \frac{g h_{om} D^4}{Q^2} = f_3 \bigg(\frac{\overline{\Gamma}_3 D}{Q_k}, \frac{\omega D^3}{Q_k}, L'_{om} \bigg); \end{aligned}$$

- объемного и дискового КПД:

$$\eta_0 = \eta_0 (k_Q, L'_{yn}), \ \eta_{\mathcal{A}} = \eta_{\mathcal{A}} (k_Q, L'_{\partial}).$$

Для нахождения зависимостей k_{H_T} и k_{h_i} используется кинематическое описание

потока ПЧ, построенное по блочно-иерархическому принципу. В рамках такого описания изменение структуры потока с изменением режима учитывается с помощью комплекса взаимосвязанных моделей разного уровня. Выбор наиболее эффективной модели зависит как от стадии исследования ПЧ, так и от характера поставленной задачи.

Опыт расчетных исследований показывает целесообразность наличия в составе кинематического описания следующих моделей:

– упрощенной модели осредненного осесимметричного движения, приближенно учитывающей смещение поверхностей тока в полости РК;

 модели течения в решетках на поверхностях тока без учета их смещения с изменением режима;

- описания потока с помощью безразмерных осредненных параметров.

В комплексе эти модели дают кинематическое описание в осесимметричной области ПЧ, которое является основой для построения ММ рабочего процесса в целом. Определение параметров потока на основе предлагаемого кинематического описания не требует проведения расчета обтекания.

Блок-схема математического описания рабочего процесса гидромашины в турбинном режиме работы представлена на рис. 1.

Для кинематического описания взаимодействия элементов проточной части с потоком применяется комплекс взаимосвязанных кинематических моделей:

$$\begin{split} C_{2m} &= A_2(l) \omega - B_2(l) Q \\ C_{2m} &= B_2(l) Q \; ; \\ C_{2m} &= B_2 Q \; . \end{split}$$

На основании предложенного комплекса моделей кинематического описания строится ММ сопротивления элементов ПЧ, которая используется для численного исследования гидродинамических характеристик гидромашины в турбинном режиме работы.

Выводы

1) Предложена система взаимосвязанных моделей, описывающих рабочий процесс на разных иерархических уровнях.

2) Выбор наиболее эффективной модели зависит как от стадии исследования проточной части, так и от характера поставленной задачи.

3) На основании предложенного комплекса моделей кинематического описания возможно построить математическую модель сопротивления элементов проточной части, которая используется для численного исследования гидродинамических характеристик гидромашины в турбинном режиме работы.



Рис. 1 – Блок-схема математического описания рабочего процесса гидромашины (турбинный режим)

Список литературы: 1. Синюгин, В. Ю. Гидроаккумулирующие Электростанции в современной электроэнергетике [Текст] / В. Ю.Синюгин, В. И. Магрук, В. Г. Родионов. – М. : ЭНАС, 2008. – 352 с. – 2500 экз. – ISBN 978-5-93196-917-6. 2. Грянко, Л. П. Обратимые гидромашины [Текст] / Л. П. Грянко, Н. И. Зубарев, В. А. Умов, С. А. Шумилин. – Ленинград : Машиностроение, 1981. – 264 с. 3. Аршеневский, Н. Н. Обратимые гидромашины гидроаккумулирующих электростанций [Текст] / Н. Н. Аршеневский. – М. : Энергия, 1977. – 240 с. 4. Колычев, В. А. Кинематические характеристики потока в лопастных гидромашинах [Текст] : учеб. пособие / В. А. Колычев. – Киев : ИСИО, 1995. – 272 с. 5. Колычев, В. А. Расчет гидродинамических характеристик направляющих аппаратов гидротурбин [Текст] : учеб. пособие / В. А. Колычев, В. А. Килычев, В. Э. Дранковский, М. Б. Мараховский. – Харьков : НТУ «ХПИ», 2002. – 216 с.

Bibliography (transliterated): 1. Sinjugin, V. Ju., V. I. Magruk and V. G. Rodionov. *Gidroakkumulirujushhie Jelektrostancii v sovremennoj jelektrojenergetike*. Moscow: JeNAS, 2008. ISBN 978-5-93196-917-6. Print. 2. Grjanko, L. P., et al. *Obratimye gidromashiny*. Leningrad: Mashinostroenie, 1981. Print. 3. Arshenevskij, N. N. *Obratimye gidromashiny gidroakkumulirujushhih jelektrostancij*. Moscow: Jenergija, 1977. Print. 4. Kolychev, V. A. *Kinematicheskie harakteristiki potoka v lopastnyh gidromashinah*. Kiev: ISIO, 1995. Print. 5. Kolychev, V. A., V. Je. Drankovskij and M. B. Marahovskij. *Raschet gidrodinamicheskih harakteristik napravljajushhih apparatov gidroturbin*. Kharkov: NTU «KhPI», 2002. Print.

Поступила (received) 14.01.2015

УДК 621.694:533.697.5

Д.О. *СЬОМІН*, д-р техн. наук; проф. СНУ ім. В.Даля; Луганськ; *А.С. РОГОВИЙ*, канд. техн. наук; доц. ХНАДУ; Харків

ВПЛИВ УМОВ ВХОДУ СЕРЕДОВИЩА, ЩО ПЕРЕКАЧУЄТЬСЯ, НА ЕНЕРГЕТИЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ ВИХРЕКАМЕРНИХ НАСОСІВ

На основі методів планування експериментів на математичній моделі проведена оптимізація умов входу середовища, що перекачується, у вихрекамерний насос, за рахунок чого зменшені втрати на удар потоків, що змішуються. Відносний ККД конструкції вихрекамерного насоса із введенням потоку, що перекачується, через кільцевий канал отриманий на 9% більший, ніж при всмоктуванні через осьовий канал, розташований по осі вихрової камери. Побудовано залежності відносного середнього вакуумметричного тиску в осьовому каналі входу у вихрову камеру від відносного радіуса камери та відносної площі каналу входу.

Ключові слова: вихрекамерний насос, умови входу, втрати на удар, чисельний розрахунок, енергетичні показники, профіль швидкості.

Постановка проблеми. У багатьох галузях промисловості (вугільна, хімічна, сільське господарство, транспорт, будівництво) теплоенергетична, широке розповсюдження отримали системи, призначені для переміщення робочих середовищ, створені на основі насосів, що перекачують різні одне- і багатофазні середовища. Їхня ефективність роботи істотно впливає й на ефективність виробництва. Найчастіше робота насосів відбувається за несприятливих умов експлуатації, тобто при впливі різних негативних факторів з боку зовнішнього й робочого середовищ таких як: ударні навантаження, вібрація, хімічна агресивність і висока температура рідин, наявність абразивних часток у середовищах, які перекачують, що приводить до того, що експлуатаційні якості динамічних насосів обмежені або знижені [5, 9, 11]. Ці впливи приводять до швидкого зношування механічних робочих органів та ущільнень насосів, а при перекачуванні газорідинних сумішей з великим вмістом газу – до зриву параметрів роботи.

Рішення проблеми можливе шляхом використання струминних насосів для перекачування середовищ в умовах, що викликають зниження експлуатаційних характеристик динамічних насосів. Струминні насоси мають високі показники надійності та довговічності, конструктивно прості й можуть працювати практично на будь-яких составах і концентраціях робочих рідин. Однак, струминні насоси мають великі поздовжні габаритні розміри й велику витрату робочої рідини, їх ККД не перевищує 30 % [5, 7, 8]. З іншого боку, вихрові ежектори, мають більш компактні розміри, але їх ККД не досягає й 10 % [2, 6].

Таким чином, удосконалювання 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 [7, 10, 15].

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Використання таких гідроаеродинамічних ефектів як зниження тиску на осі обертового потоку [9, 11, 12] і створення надлишкового тиску на його периферії, дозволяє створювати струминні

© Д.О. Сьомін, А.С. Роговий, 2015

пристрої, відмінні від відомих прямоточних і вихрових струминних насосів [2, 4, 6]. До їх числа відносяться насоси з вихровою камерою змішання [7, 10, 13, 15]. Перевагами вихрекамерного насоса, у порівнянні з ежекторами й насосами прямоточного типу, є можливість більшого ступеня підвищення тиску на виході з апарата при низьких рівнях тиску живлення й значне зниження осьових розмірів [7, 15]. Поліпшити енергетичні характеристики вихрекамерних насосів можна за рахунок зменшення втрат на удар у процесі змішання взаємодіючих потоків [8], що може привести до більш досконалих енергетичних характеристик насосів, ніж наведені в роботах [7, 15].

Мета. Метою роботи ϵ вдосконалювання енергетичних характеристик вихрекамерних насосів за рахунок установлення впливу умов входу середовища, що перекачується, у насос, і зменшення втрат на удар потоків, що змішуються.

Результати досліджень. Вихрекамерний насос [7, 15] 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 у вихрову камеру змішання, де утворюється 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, що перекачуються, з витратами Q_{in1} й Q_{in2} , та тисками p_{in1} і p_{in2} відповідно. 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).



Рис. 1 – Вихрекамерний насос

У струминних апаратах, навіть ідеалізованих (без втрат на тертя), ККД менше 1, 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 [8].

Як видно з рис. 2, наведеного у [8], втрата на удар (δE) залежить, у першу чергу, від відношення швидкостей потоку, що перекачується (V_{in}), і робочого потоку

 (V_s) на вході у вихрову камеру змішання. Чим це співвідношення ближче до одиниці, тим менше втрата на удар.

Для визначення швидкостей потоків, що перекачується та робочого, у вихрекамерному насосі 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 [1, 3, 14].



Рис. 2 – Залежність коефіцієнта корисної дії процесу змішання й втрат на удар від співвідношення швидкостей потоків, що перекачується та робочого, у прямоточних струминних апаратах. Узято з [8] (и – коефіцієнт ежекції)

Рідина прийнята нестисливою внаслідок того, що в багатьох задачах перекачування рідин за допомогою струминної макротехніки робочі тиски й швидкості такі, що з достатньою точністю, течію в них можна вважати нестисливою [7, 9, 11, 15]. Для замикання математичної моделі до рівнянь руху додане рівняння нерозривності. Для розрахунку течії була прийнята модифікована двошарова SST « $k-\omega$ » модель турбулентності переносу напруг Ментера, що зрушують, яка враховує особливості течії біля твердих стінок і в зовнішньому потоці, та приводить до задовільних результатів обмежених стінками потоків [3, 14]. Математичне моделювання розрахунку 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 $\overline{V}_{l} = 0$, 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 [7, 11].

Результати розрахунку повної швидкості наведені на рис. 3. З нього видно, що в приосьовій зоні, де спостерігається найбільше зниження тиску, швидкості становлять

20÷30% від максимальної швидкості, що приводить до того, що всмоктаний потік ударяється об ядро потоку, що обертається з невеликою швидкістю. При збільшенні відносного радіуса r = r/R (R – радіус вихрової камери) росте й швидкість потоку, і введення потоку, що перекачується, на віддаленні від центра камери приведе до меншого співвідношення швидкостей робочого потоку та потоку, який перекачується, що дозволить зменшити втрати на удар. Уведення потоку на відстані від осі камери вимагає зміни форми поперечного перерізу осьових каналів входу на кільцеву (рис. 1).



Рис. 3 – Профіль відносної повної швидкості середовища на нижній торцевій стінці без подачі потоку, що перекачується

Введення потоку через кільцевий канал на відстані від осі вихрової камери змінює профіль швидкості, як показано на рис. 4.



Рис. 4 – Профілі відносної повної швидкості середовища на нижній торцевій стінці з усмоктуванням середовища, що перекачується, через осьові канали по центрі вихрової камери й на відстані від неї

На рис. 4 показані відносні профілі швидкості у вихровій камері при різних умовах входу середовища, що перекачується. Швидкості віднесені до відповідних

повних швидкостей середовища при відсутності всмоктування через осьові канали. Як було сказано раніше, чим ближче співвідношення швидкостей до одиниці, тим менше втрати на удар. При всмоктуванні через осьовий канал у центрі вихрової камери співвідношення швидкостей коливається від 0,4 до 1,6, тобто є точки, де швидкість середовища, що перекачується, більше ніж швидкість у вихровій камері і є точки - де менше. У випадку всмоктування через кільцевий канал на віддаленні від осі вихрової камери співвідношення швидкостей коливається від 0,4 до 0,8, чим можна пояснити менші втрати на удар і більш досконалі енергетичні характеристики.

Зміна форми поперечного перетину осьових каналів, а також зсув уведення середовища, що перекачується відносно осі, де спостерігається найбільше розрідження, приводить до зміни оптимальних геометричних параметрів вихрекамерних насосів, отриманих у роботі [15]. Тому, для визначення оптимальних енергетичних характеристик вихрекамерних насосів був проведений чисельний експеримент на основі методів планування.

При проведенні чисельного експерименту було обрані фактори, які істотно впливають на характеристики насоса (\bar{r} , \bar{f}_{in} – відносна площа осьових каналів входу, віднесена до площі каналу живлення). Інші геометричні параметри насоса не варіювалися, виходячи з їх оптимальних значень, отриманих при оптимізації роботи вихрекамерних насосів, наведених в роботах [7, 15]. За допомогою апріорної інформації про характеристики насоса були визначені значення факторів, при яких виходять результати, близькі до оптимальних. Ці точки при плануванні розглядалися як нульовий (основний) рівень – $\bar{r} = 0,45$, $\bar{f}_{in} = 4$. Таким чином, варіювання факторів здійснювалося в наступних діапазонах: $\bar{r} = 0...0,9$, $\bar{f}_{in} = 2...6$. У результаті була отримана матриця планування, що містила дев'ять експериментальних точок.

За результатами чисельного експерименту було побудовано залежності відносного ККД і відносного середнього вакуумметричного тиску в осьовому каналі входу у вихрову камеру (\overline{p}_{vac}) від факторів, що варіювалися (рис. 5). ККД був віднесений до ККД вихрекамерного насоса з оптимальними характеристиками, отриманими в [15] для $\overline{r} = 0$ й $\overline{f}_{in} = 2,72$, $\overline{p}_{vac} = p_{vac} / p_s$, де p_{vac} – середній вакуумметричний тиск в осьовому каналі входу у вихрову камеру.

3 рис. 5, *a*, видно, що оптимальне значення відносного ККД відповідає геометричним параметрам: $\bar{r} = 0,26$, $\bar{f}_{in} = 6$, при цьому $\bar{\eta} = 1,09$. ККД насоса незначно залежить від площі каналів усмоктування (\bar{f}_{in}) і приймає приблизно однакові значення при $\bar{r} = 0...0, 5$.

З рис. 5, б, видно, що відносний середній вакуумметричний тиск в осьовому каналі входу у вихрову камеру зростає зі збільшенням \overline{r} і зменшенням \overline{f}_{in} . Однак, при цьому значно знижується коефіцієнт ежекції, що приводить до зниження ККД. Раціональними конструкціями насоса при вакуумуванні замкнутих обсягів, будуть конструкції з $\overline{r} = 0...0,5$ й $\overline{f}_{in} = 2...2,5$.

Адекватність отриманих рішень перевірялася різними способами, зокрема на якісному рівні – зіставленням розрахункових картин течії картинам течії, отриманим експериментально, що підтвердило доцільність використання для опису процесів течії обмежених закручених потоків SST «*k* – *ω* » моделі турбулентності.



Рис. 5 – Залежності відносного ККД і відносного середнього вакуумметричного тиску в осьовому каналі входу від геометричних параметрів входу середовища, що перекачується, у вихрову камеру: *a* – відносний ККД; *б* – відносний середній вакуумметричний тиск

Висновки: 1. На основі методів планування на математичній моделі проведена оптимізація умов входу середовища, що перекачується, у насос, за рахунок чого зменшені втрати на удар потоків, що змішуються. Отримано, що відносний ККД конструкції вихрекамерного насоса із введенням потоку, що перекачується, через кільцевий канал на 9% більший, ніж при всмоктуванні через осьовий канал, розташований по осі вихрової камери.

2. У приосьовій зоні, де спостерігається найбільше зниження тиску, швидкості потоку становлять 20÷30% від максимальної швидкості, що приводить до того, що всмоктаний потік ударяється об ядро потоку, яке обертається з невеликою швидкістю. На віддаленні від центра камери зростає швидкість обертового потоку, що приводить до меншого співвідношення швидкостей потоків, що перекачується та робочого, що дозволяє зменшити втрати на удар. При всмоктуванні через осьовий канал, розташований по центрі вихрової камери, співвідношення швидкостей коливається від 0,4 до 1,6. У випадку всмоктування через кільцевий канал на віддаленні від осі вихрової камери співвідношення швидкостей коливається від 0,4 до 0,8, чим можна пояснити менші втрати на удар і більш досконалі енергетичні характеристики.

3. За результатами чисельного експерименту було побудовано залежності відносного ККД і відносного середнього вакуумметричного тиску в осьовому каналі входу у вихрову камеру від факторів, що варіювалися. Оптимальне значення відносного ККД відповідає геометричним параметрам: $\bar{r} = 0,26$, $\bar{f}_{in} = 6$, при цьому $\bar{\eta} = 1,09$. ККД насоса незначно залежить від площі каналів усмоктування (\bar{f}_{in}) і приймає приблизно однакові значення при $\bar{r} = 0...0,5$.

4. Відносний середній вакуумметричний тиск в осьовому каналі входу у вихрову камеру зростає зі збільшенням \overline{r} і зменшенням \overline{f}_{in} . Однак, при цьому значно знижується коефіцієнт ежекції, що приводить до зниження ККД. Раціональними

конструкціями насоса при вакуумуванні замкнутих обсягів, будуть конструкції з $\bar{r} = 0...0,5$ й $\bar{f}_{in} = 2...2,5$.

Список літератури: 1. Андерсон, Д. Вычислительная гидромеханика и теплообмен [Текст] : в 2-х т. / Д. Андерсон, Дж. Таннехилл, Р. Плетчер. – М.: Мир, 1990. – Т. 1. – 384 с. – ISBN 5-03-001927-8 (в пер.). 2. Суслов, А. Д. Вихревые аппараты [Текст] / А. Д. Суслов, С. В. Иванов, А. В. Мурашкин, Ю. В. Чижиков. – М. : Машиностроение, 1985. – 256 с. 3. Гарбарук, А. В. Моделирование турбулентности в расчетах сложных течений [Текст] : учеб. пособие / А. В. Гарбарук, М. Х. Стрелец, М. Л. Шур – СПб : Политехн. ун-т, 2012. – 88 с. : ил. – 100экз. – ISBN 978-5-7422-3349-7. 4. Дубинский, М. Г. Вихревой вакуум-насос [Текст] / М.Г. Дубинский // Известия АН СССР. – М. : ОТН, 1954. – № 9. 5. Свтушенко, А. О. Гідродинамічні машини і передачі [Текст] : навч. посіб. / А. О. Євтушенко ; Сум. держ. ун-т. – Суми : СумДУ, 2005. – 256с. : іл. – Бібліогр.: с. 245–251. – ISBN 966-657-080-7. 6. Меркулов, А. П. Вихревой эффект и его применение в технике [Текст] / А. П. Меркулов – М. : Машиностроение, 1969. – 184 с. 7. Роговий, А. С. Удосконалювання енергетичних характеристик струминних нагнітачів [Текст] : дис. ... канд. техн. наук : 05.05.17 ; защищена 14.06.07 / Роговий Андрій Сергійович. – Луганськ, 2007. – 193 с. 8. Соколов, Е. Я. Струйные аппараты [Текст] / Е. Я. Соколов, Н. М. Зингер. – М. : Энергоатомиздат, 1989. – 352 с. 9. Сьомін, Д. О. Сполучення вихрових виконавчих пристроїв із сучасними системами управління [Текст] / Д. О. Сьомін, В. О. Павлюченко, В. І. Ремень, Я. І. Мальцев. – Луганськ : Східноукр. нац. ун-ту ім. В. Даля, 2003. – 172 с. – Бібліогр. : с. 164–171. – ISBN 966-590-368-3. 10. Струминний насос [Текст] : деклараційний патент на корисну модель 9805 : МПК В65G53/30 / Д. О. Сьомін, А. С. Роговий – № и200503142 ; заявл. 05.04.2005 ; опубл. 17.10.2005, Бюл. №10. – Зс. 11. Сьомін, Д. О. Підвищення ефективності переміщення вантажів трубопровідним транспортом засобами струминної арматури [Текст]: дис. ... д-ра техн. наук : 05.22.12 ; защищена 27.12.04 / Сьомін Дмитро Олександрович. – Луганськ, 2004. – 381с. 12. Халатов, А. А. Теплообмен и гидродинамика в полях центробежных сил [Текст] : в 4-х т. / А. А. Халатов, А. А. Авраменко, И. В. Шевчук. – К. : Ин-т техн. теплофизики НАН Украины, 2000. – Т. 3 : Закрученные потоки. – 477с. 13. Jeffrey, L. Beck. Vortex injection method and apparatus [Text] : ΠΑΤΕΗΤ CIIIA № 4449862 / Jeffrey L. Beck. - 1980. 14. Menter, F. R. Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications [Text] / F. R. Menter // AIAA Journal. - Vol. 32. - № 8. - P.1598-1605. 15. Syomin, D. Features of a working process and characteristics of irrotational centrifugal pumps [Text] / D. Syomin, A. Rogovyi // Procedia Engineering. -2012. - Vol. 39. - Р. 231-237. - Режим доступу : http://dx.doi.org/10.1016/j.proeng.2012.07.029. - Назва з екрана. - 17.08.2012 р.

Bibliography (transliterated): 1. Anderson, D., Dzh. Tannehill and R. Pletcher. Vychislitel'naja gidromehanika i teploobmen. Vol. 1. Moscow: Mir, 1990, 2 vols. ISBN 5-03-001927-8. Print. 2. Suslov, A. D., et al. Vihrevye apparaty. Moscow: Mashinostroenie, 1985. Print. 3. Garbaruk, A. V., M. H. Strelec, M. L. Shur Modelirovanie turbulentnosti v raschetah slozhnyh techenij. SPb: Politehn. un-t, 2012. ISBN 978-5-7422-3349-7. Print. 4. Dubinskij, M. G. "Vihrevoj vakuum-nasos." *Izvestija AN SSSR*. No. 9. Moscow: OTN, 1954. Print. 5. Evtushenko, A. O. *Gidrodinamichni mashini i peredachi*. Sumy: SumDU, 2005. ISBN 966-657-080-7. Print. 6. Merkulov, A. P. Vihrevoj jeffekt i ego primenenie v tehnike. Moscow: Mashinostroenie, 1969. Print. 7. Rogovij, A. S. Udoskonaljuvannja energetichnih harakteristik struminnih nagnitachiv. Dis. ... kand. tehn. nauk. Lugansk, 2007. Print. 8. Sokolov, E. Ja., and N. M. Zinger. Strujnye apparaty. Moscow: Jenergoatomizdat, 1989. Print. 9. S'omin, D. O., et al. Spoluchennya vykhrovykh vykonavchykh prystroyiv iz suchasnymy systemamy upravlinnya. Lugansk: Skhidnoukr. nats. un-tu im. V. Dalya, 2003. ISBN 966-590-368-3. Print. 10. S'omin, D. O., and A. S. Rohovyy. Strumynnyy nasos. Ukraine Patent no. u200503142 (MPK B65G53/30). 17 October 2005. Print. 11. S'omin, D.O. Pidvyshchennya efektyvnosti peremishchennya vantazhiv truboprovidnym transportom zasobamy strumynnoyi armatury. Dys. ... d-ra tekhn. nauk. Lugansk, 2004. Print. 12. Halatov, A. A., A. A. Avramenko and I. V. Shevchuk. Teploobmen i gidrodinamika v poljah centrobezhnyh sil. Vol. 3. Zakruchennve potoki. Kiev: In-t tehn. teplofiziki NAN Ukraine, 2000, vols, 4. Print, 13. Jeffrey, L. Beck. Vortex injection method and apparatus. USA Patent no. 4449862. 1980. Print. 14. Menter, F. R. "Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications." AIAA Journal. 32.8: P.1598–1605. Print. 15. Syomin, D., and A. Rogovyi. "Features of a working process and characteristics of irrotational pumps." Procedia Engineering 39 (2012): 231–237. centrifugal Web. 17 August 2012 <http://dx.doi.org/10.1016/j.proeng.2012.07.029>.

Надійшла (received) 20.12.2014

УДК 621.225

Г.А. АВРУНИН, канд. техн. наук; доц. ХНАДУ; Харьков

О НЕКОТОРЫХ РАЗРАБОТКАХ ВНИИГИДРОПРИВОД, ВЫПОЛНЕННЫХ ВЫПУСКНИКАМИ КАФЕДРЫ «ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ МАШИНЫ»

Дан краткий обзор некоторых разработок отдела проектирования насосов Всесоюзного научноисследовательского института промышленных гидроприводов, выполненных выпускниками кафедры «Гидравлические машины» Национального технического университета «ХПИ». Эти работы посвящены снижению минимальной частоты вращения гидромоторов, созданию усовершенствованных конструкций гидромоторов и объемных гидропередач повышенного технического уровня типа ГОП-900, обеспечивающих высокие скоростные и температурные характеристики.

Ключевые слова: объемный гидропривод, гидромоторы, объемная гидропередача, частота вращения, потери мощности.

Введение

ВНИИГидропривод (после 1992 г. _ НИИГидропривод) научноисследовательский институт промышленных гидроприводов и гидропневмоавтоматики был создан в 1964 г. и являлся одной из ведущих организаций в СССР по созданию современных комплектующих гидропневмосмазочного оборудования и приводов. Выпускники кафедры «Гидравлические машины» ежегодно пополняли коллектив ВНИИГидропривода и принимали активное участие в решении научно-технических задач в области гидропневмоприводов для различных отраслей промышленности. В настоящей статье автор попытался отразить результаты ряда проведенных работ, надеясь, что его примеру последуют и другие специалисты, и в целом, эта информация может оказаться полезной для нынешних выпускников в области гидропривода. отражали Разработки ВНИИГидропривод всегда растущие потребности промышленности в более совершенных гидроустройствах, в значительной мере ориентируясь на лучшие зарубежные образцы.

Разработки ВНИИГидропривод

При создании станков с ЧПУ потребовались гидромоторы для приводов подач и главного движения с широким диапазоном регулирования скорости и прежде всего в зоне низких («ползучих») частот вращения. Исследования, проведенные во ВНИИГидропривод, позволили разработать методику расчета минимальной частоты вращения гидромоторов на основе экспериментальной оценки колебаний утечек и перетечек рабочей жидкости (РЖ) при изменении угловой координаты вала [1]:

$$n_{\rm MHH} = \frac{10^3 k Q_{\Sigma}}{V_p} \tag{1}$$

где Q_{Σ} – утечки и перетечки рабочей жидкости, л/мин;

 V_p – рабочий объем гидромотора, см³;

 $k = 0,75 \div 4 - коэффициент, зависящий от конструктивных особенностей гидромоторов.$

Итогом исследований явилась разработка аксиальнопоршневых (а.с. 593523, рис. 1) и радиальнопоршневых многократного действия (а.с. 437442, рис. 2) гидромоторов, обеспечивающих минимальную частоту вращения в

© Г.А. Аврунин, 2015

1÷3 мин⁻¹ (почти на порядок ниже, чем в серийных типа Г15).

Радиальнопоршневые гидромоторы однократного действия были разработаны во ВНИИгидроприводе и начали производиться Людиновским агрегатным заводом в 1973 г. В результате НИР, проведенных ВНИИГидропривод, были созданы модернизированные гидромоторы МРФ- $V_p/25$ М1, отличающиеся более долговечными коренными подшипниками и цапфенным распределителем вместо золотникового (а.с. №№ 1021806, 1105687, 1188363, рис. 3) [2].



Рис. 1 – Аксиальнопоршневой гидромотор МА80/10 конструкции ВНИИГидропривода



Рис. 2 – Миниатюрный радиальнопоршневой гидромотор многократного действия типа МРФ-16/10 конструкции ВНИИГидропривода



Рис. 3 – Радиальнопоршневой гидромотор МРФ- $V_p/25$ М1 конструкции ВНИИГидропривода (выпускается Людиновским агрегатным заводом с 1987 г. по настоящее время)

В модернизированном гидромоторе с рабочим объемом 400 см³ удалось добиться общего КПД в 90%, снизить массу с 90 до 78 кг, повысить ресурс с 3000 до

4000 ч, стабилизировать работу на минимальной частоте вращения и снизить трудоемкость изготовления. Выбор оптимальных параметров распределительного узла гидромоторов проводился на основании анализа математической модели, в основе которой лежала целевая функция минимизации объемных потерь Q и система ограничений в виде равенств и неравенств, учитывающих конструктивные и технологические особенности узла:

$$\vec{Q}(\vec{x}) = Q_{\sum \min} \min \sum [R_b(p) + R_c(p) + R_a] = 0 \text{ is } \sum M[R_b(p) + R_c(p) + R_a] = 0, (2)$$

где R_b , R_c , R_a – равнодействующие радиальных сил со стороны распределительных окон, разгрузочных канавок и в зазорах уплотнительных поясков, соответственно; p – давление в распределительных окнах и разгрузочных канавках.

Приемо-сдаточные испытания насосов и гидромоторов на заводах-изготовителях проводились по различным методикам и назначение нагрузочных режимов и продолжительность обкатки не имели научного обоснования, что приводило к большим трудозатратам и потерям электроэнергии. В результате НИР были разработаны способ контроля обкатки гидромашин (рис. 4) и методики их оптимального нагружения при заводской обкатке (а.с. СССР № 985426), включая разработку специального обкаточного масла ОМГ-30 (совместно с ВНИИ НП), внедренные на 4 заводах отрасли [3]. Сравнительную оценку эффективности приработки при обкатке гидромашин предложено проводить с помощью коэффициента интенсивности приработки:

$$I_{\rm np} = (M_{\rm rp,0} - M_{\rm rp,i}) / \Delta M_{\rm rp,Makc}, \tag{3}$$

где $M_{\text{тр},0}$, $M_{\text{тр},i}$, и $\Delta M_{\text{тр},\text{макс}}$ – начальное, текущее и максимальное изменение момента трения за время полной приработки до стабилизации момента трения соответственно.



Рис. 4 – Гидравлическая принципиальная схема стенда для обкатки, контроля приработки и испытаний гидромотора М в режиме холостого хода и типовые характеристики

В 1994÷96гг. на трех сахарных заводах Украины был внедрен объемный гидропривод (ОГП) транспортной системы вращения шнеков диффузионного аппарата по переработке свекловичной стружки. Гидропривод диффузионного аппарата типа ДА-3Т (цифра 3 обозначает количество перерабатываемой в сутки свеклы в тоннах) изготавливался ГП «Завод им. В.А. Малышева» по документации ВНИИгидропривода взамен импортных изделий [4]. На рис. 5 приведена схема диффузионного аппарата, на

которой изображены корпус 1, в котором размещены шнеки 2, пара синхронизирующих шестерен 3 привода, редукторы Pe1÷Pe4 с передаточным отношением 1:1250, вращение которым передается от гидромоторов M1÷M4. Насосная установка состоит из двух регулируемых насосов H1 и H2. Каждый редуктор развивает на выходном валу крутящий момент до 350 кH·м при рабочем перепаде давлений на гидромоторе 16 МПа. ОГП построен по замкнутой цепи циркуляции рабочей жидкости (насосы подпитки, устройства защиты от перегрузок и кондиционирования РЖ условно не показаны). Система электрогидравлического управления объемным гидроприводом диффузионного аппарата была разработана д.т.н. М. В. Черкашенко.



Рис. 5 – Схема диффузионного аппарата с объемным гидроприводом вращения шнеков разработки ВНИИГидропривода

Для нужд военной гусеничной техники по заказу ХКБМ им. А. А. Морозова в НИИГидроприводе выпускниками ХПИ (гл. конструктор Г. А. Аврунин, ведущие конструкторы И. В. Кабаненко и В. В. Хавиль) были разработаны радиальнопоршневые гидромашины с шариками-поршнями для объемных гидропередач механизмов поворота и двухпоточных трансмиссий, обеспечивая бесступенчатый разгон машины и плавный, пропорциональный отклонению штурвала поворот. Объемный гидропривод ГОП-900 (рис. 6) [5] состоит из двух радиальнопоршневых гидромашин однократного действия с шариками-поршнями 3, установленными в блоках цилиндров насоса 1 и гидромотора 2 и контактирующими с реактивными кольцами 4 насоса и 5 гидромотора. Обойма 4 насоса имеет регулируемый эксцентриситет для изменения его рабочего объема. В корпусе 6 установлен блок распределительных цапф 7. Блоки цилиндров насоса и гидромотора соединены с валами 8 и 9. Максимальный рабочий объем каждой гидромашины 680 см³, частота вращения гидромотора до 3100 мин⁻¹, давление до 32 МПа, выходная мощность до 700 кВт; температура РЖ до 130 °С.

Преимущества применения таких ОГП в гидромеханических трансмиссиях заключаются в исключении преобразователя крутящего момента (гидротрансформатора) и снижении числа ступеней коробки передач, минимизации потерь мощности при торможении, сокращении массы и габаритов трансмиссии. При создании гидропередачи ГОП-900 был проведен поиск оптимального сорта рабочей жидкости, обеспечивающей высокие антизадирные характеристики и возможность эксплуатации при повышенных температурах. Были проведены стендовые и лабораторные испытания серии рабочих жидкостей, включая трансмиссионное масло ТАД-17и, присадку ХАДО в минеральном гидравлическом масле МГЕ-46В и специально разработанного ОАО «Азмол» синтетического масла.



Рис. 6 – Объемная гидропередача ГОП-900 разработки НИИГидропривода и ХКБМ им. А.А. Морозова [2;100] (изготовитель – ГП «Завод им. В.А. Малышева»)

Таким образом, во ВНИИГидропривод создавался научно-технический задел конструкторских решений и находил практическое применение в промышленности, было испытано более 50 гидромоторов и насосов различных типов (аксиально- и радиальнопоршневых, героторных и пластинчатых) отечественного и импортного производства, что позволило накопить глубокий опыт при разработке новых конструкций и эксплуатации и ремонте эксплуатирующихся образцов. Выпускники кафедры «Гидравлические машины» прошли хорошую школу обучения и становления и в настоящее время успешно работают по специальности на ряде предприятий г. Харькова.

Список литературы: 1. *Аврунин, Г. А.* Определение минимальной частоты вращения гидромоторов путем оценки пульсаций объемных потерь [Текст] / Г. А. Аврунин // Вестник машиностроения. – 1975. – №3. – С. 57–58. 2. *Аврунин, Г. А.* О модернизации высокомоментных гидромоторов однократного действия типа МРФ [Текст] / Г. А. Аврунин, В. В. Гордеев, Ю. М. Юров и др. // Вестник машиностроения. – 1989. – № 12. – С. 25–28. 3. *Аврунин, Г. А.* Объемные гидромашины. Методы заводской обкатки, диагностирование технического состояния [Текст] : метод. рекомендации / Г. А. Аврунин, Л. Н. Альбощая, Г. Н. Бакакин и др. ; ВНИИгидропривод. – М. : ВНИИТЭМР, 1980. – 80 с. 4. *Аврунин, Г. А.* Опыт эксплуатации гидроприводов вращения шнеков диффузионных аппаратов сахарных заводов [Текст] / Г. А. Аврунин, С. В. Богачев, К. М. Лизунов и др. // Промислова гідравліка і пневматика. – 2004. – № 2(4). – С. 87–90. 5. *Аврунин, Г. А.* Объемная гидропередача с шариковыми поршня ГОП-900 : характеристики и технический уровень [Текст] / Г. А. Аврунин, И. В. Кабаненко, В. В. Хавиль и др. // Механіка та машинобудування. – Харків : НТУ «ХПИ», 2004. – № 1. – С. 14–21. 6. *Аврунин, Г. А.* Исследование характеристик масла ТАД-17и при испытаниях в объемном гидроприводе [Текст] / Г. А. Аврунин, А. В. Истратов, Ю. Ф. Мартынов и др. // Промислова гідравліка і пневматика. – 2004. – № 2(8). – С. 20–24.

Bibliography (transliterated): 1. Avrunin, G.A. "Opredelenie minimal'noj chastoty vrashhenija gidromotorov putem ocenki pul'sacij ob#emnyh poter'." *Vestnik mashinostroenija* 3 (1975): 57–58. Print. **2.** Avrunin, G. A., et al. "O modernizacii vysokomomentnyh gidromotorov odnokratnogo dejstvija tipa MRF." *Vestnik mashinostroenija* 12 (1989): 25–28. Print. **3.** Avrunin, G. A., et al. *Ob#emnye gidromashiny. Metody zavodskoj obkatki, diagnostirovanie tehnicheskogo sostojanija: metod. rekomendacii.* Moscow: VNIITJeMR, 1980. Print. **4.** Avrunin, G. A., et al. "Opyt jekspluatacii gidroprivodov vrashhenija shnekov diffuzionnyh apparatov saharnyh zavodov." *Promyslova hidravlika i pnevmatyka* 2(4) (2004): 87–90. Print. **5.** Avrunin, G. A., et al. "Ob#emnaja gidroperedacha s sharikovymi porshnja GOP-900: harakteristiki i tehnicheskij uroven'." *Mekhanika ta mashynobuduvannya.* No. 1. Kharkiv: NTU «KhPI», 2004. 14–21. Print. **6.** Avrunin, G. A., et al. "Issledovanie harakteristik masla TAD-17i pri ispytanijah v ob#emnom gidroprivode." *Promyslova hidravlika i pnevmatyka* 2(8) (2005): 20–24. Print.

Поступила (received) 20.12.2014

РЕФЕРАТИ

УДК 621.225

Синтез гідропневмоагрегатів з паралельними алгоритмами роботи [Текст] / М. В. Черкашенко, К. О. Полушкін // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Х.: НТУ «ХПІ», 2015. – № 3 (1112). – С. 3–7. – Бібліогр.: 10 назв.

Пропонується метод проектування гідропневмоагрегатів з паралельними алгоритмами роботи, заснований на методах М. В. Черкашенко повної мінімізації стандартної позиційної структури, отримання мінімального графа операцій і синтезу на підставі матриці відповідностей мінімальної системи рівнянь, побудови схеми з використанням методів безроздільної декомпозиції рівнянь. В якості математичного опису системи управління використовується мова графів операцій С. А. Юдицького. Отриманий мінімальний граф операцій дозволяє повністю мінімізувати стандартну структуру і синтезувати мінімальні рівняння для побудови мінімальної схеми системи управління гідропневмоагрегатів з паралельними алгоритмами роботи.

Ключові слова: гідропневмоагрегат, паралельні алгоритми роботи, позиційна структура, пневматична система управління, автоматичний маніпулятор.

УДК 621.224

Вплив простого окружного навалу лопатей робочого колеса осьової гідромашини ПЛ20 на гідродинамічні характеристики проточної частини [Текст] / А. В. Русанов, О. М. Хорєв, О. В. Ліннік, П. М. Сухоребрий // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Х.: НТУ «ХПІ», 2015. – № 3 (1112). – С. 8–12. – Бібліогр.: 4 назв.

Наведено результати чисельного дослідження та аналіз впливу простого колового навала лопаті робочого колеса осьової гідротурбіни ПЛ20 на структуру потоку та гідродинамічні характеристики проточної частини. Наведено залежності втрат енергії в робочому колесі та значення ККД проточної частини при оптимальному режимі роботи від значення. Показано, що для досліджуваної проточної частини застосування навала дозволило підвищити значення максимального ККД на оптимальному режимі. Розрахунки виконано із застосуванням програмного комплексу *IPMFlow*.

Ключові слова: гідротурбіна, проточна частина, просторове профілювання, коловий навал лопаті, робоче колесо, гідродинамічне удосконалення.

УДК 621.165

Вплив відносного окружного розташування статорів на аеропружну поведінку лопатевого вінця в полуторному компресорному ступені [Текст] / В. І. Гнесін, Л. В. Колодяжна, О. О. Колеснік // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Х.: НТУ «ХПІ», 2015. – № 3 (1112). – С. 13–22. – Бібліогр.: 11 назв.

Подано результати чисельного аналізу аеропружної поведінки вібруючого лопатевого вінця компресорного ступеня у тривимірному потоці ідеального газу з урахуванням аеродинамічної взаємодії статор0 – ротор – статор1. Чисельний метод грунтується на розв'язанні зв'язаної задачі нестаціонарної аеродинаміки та пружних коливань лопаток для нестаціонарної просторової течії газу через лопатні вінці полуторного ступеня осьового компресора, що взаємно рухаються. Показано, що відносне колове розташування двох статорів впливає на нестаціонарні навантаження та режими коливань лопаток.

Ключові слова: лопатковий вінець, компресорний ступінь, ідеальний газ, чисельний аналіз, аеродинамічна сила.

УДК 62-11

Врахування ходу штовхача в методиці розрахунку теплогідравлічного приводу позиціонування приймача геліостанції [Текст] / О. П. Губарев, О. С. Ганпанцурова, К. О. Бєліков // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Х.: НТУ «ХПІ», 2015. – № 3 (1112). – С. 23–29. – Бібліогр.: З назв.

Запропоновано використання теплогідравлічного багатомодульного приводу для позиціонування приймача геліостанції. Розглянуто принцип роботи теплогідравлічного модуля та основні фактори впливу на вихідну характеристику модуля. Представлено результати математичного моделювання теплогідравлічного модуля.

Запропоновано методику врахування закону зміни ходу штовхача в період роботи модуля при уточненні конструктивних параметрів приводу та його характеристик.

Ключові слова: тепловий гідропривод, теплогідравлічний модуль, трекер геліостанції, сонячна енергія, позиціонування.

УДК 621.646.4

Збільшення ресурсу і підвищення експлуатаційної надійності малогабаритних пневматичних клапанів з двопозиційним поляризованим електромагнітним приводом [Текст] / Ю. М. Рикуніч, Я. Б. Федоричко, Г. Й. Зайончковський, Є. І. Барилюк // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Х.: НТУ «ХПІ», 2015. – № 3 (1112). – С. 30–36. – Бібліогр.: 7 назв.

Представлені результати ресурсних випробувань малогабаритних пневматичних клапанів з двопозиційним поляризованим електромагнітним приводом, що широко використовуються в авіаційній і космічній техніці завдяки низькому рівню енергоспоживання. Їх використання в обладнанні космічних орбітальних станціях, інших літальних апаратів з тривалим періодом експлуатації робить актуальним задачу збільшення ресурсу електромагнітних клапанів (ЕМК) такого типу і підвищення їх експлуатаційної надійності. Розроблені науково обґрунтовані рекомендації щодо збільшення ресурсних можливостей і підвищення експлуатаційної надійності ЕМК цього типу. Результати досліджень впроваджено в практику проектування ЕМК в ПАТ «Київське центральне конструкторське бюро арматуробудування».

Ключові слова: пневматичний клапан, електромагнітний привод, ресурс, надійність, динамічні навантаження, демпфування.

УДК 621.165

До питання врахування дифузійного переносу моменту імпульсу і трансформації його енергії в енергію імпульсу і, навпаки, при моделюванні турбулентних течій [Текст] / О. В. Потетенко, Є. С. Крупа // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Х.: НТУ «ХПІ», 2015. – № 3 (1112). – С. 37–44. – Бібліогр.: 7 назв.

У статті розглядаються деякі напрями вдосконалення математичного опису турбулентного руху рідини в каналах гідромашин. Проаналізовано переваги і недоліки математичних моделей турбулентного руху рідини.

Проведено аналіз існуючих гідродинамічних методів розрахунку турбулентного потоку і представлений один з варіантів обліку дифузійного переносу моменту імпульсу і трансформації енергії імпульсу в енергію моменту імпульсу і навпаки, при моделюванні турбулентних течій.

Ключові слова: гідротурбіна, робоче колесо, спіральна камера, турбулентний потік, ламінарний потік.

УДК 62 - 82

Синтез мехатронних гідроагрегатів для динамічної компенсації коливань [Текст] / 3. Я. Лур'є, Є. М. Цента // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Х.: НТУ «ХПІ», 2015. – № 3 (1112). – С. 45–52. – Бібліогр.: 7 назв.

Обговорюється проблема динамічної компенсації коливань в сфері розробки мехатронних гідроагрегатів мобільних машин, зокрема, навісного обладнання сільськогосподарських тракторів. Метод рішення засновано на синтезі з багатопараметричною оптимізацією коригувальних пристроїв, що вводяться послідовно в пристрій керування. Приділена належна увага порівняльній оцінці критеріїв оптимальності. Запропоновано показник, що дозволяє з достатньою для практики точністю, оцінити ступінь компенсації коливань.

Ключові слова: мехатронний гідроагрегат, коригувальний пристрій, критерій оптимальності, динамічна компенсація, багатопараметрична оптимізація, динамічний синтез.

УДК 621.224

Особливості течії рідини у низьконапірних радіально-осьових гідротурбінах [Текст] / К. А. Миронов // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Х.: НТУ «ХПІ», 2015. – № 3 (1112). – С. 53–58. – Бібліогр.: 13 назв.

У статті наведено аналіз робіт, присвячених рішенню прямої та зворотньої задачі теорії робочого процесу, показано, що для вдосконалення проточної частини необхідне знання про закономірності формування енергетичних характеристик залежно від зміни геометричних і режимних параметрів. Приведено результати розрахунку тривимірного в'язкого потоку в проточній частині низьконапірної радіально-осьової гідротурбіни, визначено розподіл швидкостей і тиску в різних елементах гідротурбіни, при різних відкриттях направляючого апарату.

Ключові слова: радіально-осьові гідротурбіни, проточна частина, спіральна камера, направляючий апарат, робоче колесо.
УДК 532.5:621.65.01

Чисельне моделювання потоку в'язкої рідини в ступені заглибного відцентрового насоса [Текст] / Н. Г. Шевченко, О. Л. Шудрик // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Х.: НТУ «ХПІ», 2015. – № 3 (1112). – С. 59–67. – Бібліогр.: 11 назв.

Розглядається чисельне моделювання потоку в'язкої рідини в ступені заглибного відцентрового насоса для нафтогазових промислів. Проаналізовано пакети прикладних програм для моделювання та розрахунок течії в'язкої рідини в каналах гідромашин. Проведено тестові розрахунки ступені відцентрового насоса ЕЦН5-80 для води при нормальних умовах. Виконано розрахунки робочих характеристик для різних значень в'язкості рідини, що перекачується. Проаналізовано результати чисельних експериментів з тими, які були отримані за емпіричними залежностями.

Ключові слова: відцентрова ступінь; робоче колесо, направляючий апарат, математична модель течії рідини, робочі характеристики, чисельне моделювання.

УДК 621.24

Прогнозування енергетичної характеристики турбобура [Текст] / М. Б. Мараховський, О. І. Гасюк // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Х.: НТУ «ХПІ», 2015. – № 3 (1112). – С. 68–71. – Бібліогр.: 5 назв.

Запропоновано математичну модель робочого процесу турбіни, що дозволяє здійснювати прогнозну оцінку енергетичної характеристики турбобура, а також оцінити вплив геометричних параметрів проточної частини на енергетичні якості турбіни. Застосування викладеного чисельного моделювання енергетичних характеристик дозволяє якісно підвищити технічний рівень розроблювальних турбобурів.

Наведено порівняння енергетичних характеристик турбобура, отриманих на базі розробленої математичної моделі та в результаті стендових випробувань.

Ключові слова: турбобур, енергетична характеристика, математична модель, проточна частина, турбіна.

УДК 62.822

До питання проектування аксіально-поршневих насосів з клапанно-щілинним розподілом [Текст] / Н. М. Фатєєва // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Х.: НТУ «ХПІ», 2015. – № 3 (1112). – С. 72–75. – Бібліогр.: З назв.

Розглянуто питання проектування аксіально-поршневих насосів. Запропоновано програму для розрахунку аксіально-поршневих насосів з клапанно-щілинним розподілом в середовищі програмного забезпечення Mathcad, яка дозволяє на етапі проектування проводити необхідне варіювання параметрів, що задаються, істотно скоротити час проектування і обґрунтовано приймати прогресивні конструктивні і технологічні рішення, гарантуючи тим самим оптимальні показники нової конструкції аксіально-поршневих насосів.

Ключові слова: аксіально-поршневий насос, клапанно-щілинний розподіл, проектування, програма, кінематичний розрахунок.

УДК 621.9

Стохастична математична модель мехатронного модуля руху [Текст] / П. М. Андренко, О. В. Дмитрієнко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Х.: НТУ «ХПІ», 2015. – № 3 (1112). – С. 76–85. – Бібліогр.: 15 назв.

Розроблена стохастична математична модель робочого процесу електрогідравлічного мехатронного модуля лінійного переміщення. Розглянуто структуру і фізичну модель робочої рідини гідравлічної системи. Встановлені границі зміни її параметрів при функціонуванні гідроагрегатів. Визначені закони розподілення та межи відхилення випадкових характеристик та параметрів структурних елементів мехатронного модуля руху, їх математичні очікування і дисперсія. Розроблена математична модель є підгрунтям його динамічного синтезу.

Ключові слова: мехатронний модуль, стохастична математична модель, випадкові відхилення, математичне очікування, дисперсія.

УДК 62.82

Моделювання перехідних процесів гідроприводу технологічного обладнання [Текст] / О. П. Іваніцька // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Х.: НТУ «ХПІ», 2015. – № 3 (1112). – С. 86–92. – Бібліогр.: З назв.

Розглядається гідравлічний модуль з одноштоковим вертикальним гідравлічним циліндром, шток якого орієнтований догори, дросель розташований в напірній магістралі, напрям дії навантаження співпадає з напрямом втягування штока.

Представлена математична модель втягування штока гідравлічного циліндра. Виконаний розрахунок перехідних процесів при розгоні, гальмуванні, переходу з однієї швидкості на іншу. Наведено результати розрахунків та їх аналіз.

Ключові слова: гідравлічний привод, гідравлічний циліндр, перехідні процеси, математична модель, дросель.

УДК 621.224

Теоретичні дослідження обтікання решіток профілів осьових гідротурбін і оцінка рівня лопатевих пульсацій тиску [Текст] / А. В. Бондаренко, О. М. Гришин, О. М. Чебан // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Х.: НТУ «ХПІ», 2015. – № 3 (1112). – С. 93–99. – Бібліогр.: З назв.

Проаналізовано результати розрахунків обтікання лопатей осьових гідротурбін та пульсацій тиску на стінках їх камер робочого колеса. Теоретично визначені кінематичні параметри для розв'язання прямої задачі для пропелерного колеса. Одержано амплітуди лопатевих пульсацій тиску в камерах робочого колеса в залежності від приведених витрат. Показана перевага поворотнолопатевих гідротурбін перед пропелерними як з точки зору економічно обгрунтованих режимів роботи так і за динамічними навантаженнями на облицювання камери робочого колеса.

Ключові слова: контури профілю решітки, відносні швидкості, пульсації тиску, розподілення тиску на поверхні лопаті, втрати енергії.

УДК 621.165

Газодинамічні процеси у вузлах високообертового пневмошпинделя на аеростатичних опорах із турбінним приводом, призначеного для застосування в багатокоординатному технологічному обладнанні з паралельними кінематичними структурами [Текст] / С.В. Струтинський // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Х.: НТУ «ХПІ», 2015. – № 3 (1112). – С. 100–111. – Бібліогр.: 10 назв.

Розглянуто багатокоординатне технологічне обладнання у вигляді верстата-робота із паралельними кінематичними структурами. Наведена конструктивна схема розробленого високо обертового пневмошпинделя. Він має спеціальні аеростатичні опори підвищеної несучої здатності та турбінний привод обертання. Визначено особливості газодинамічних процесів у вузлах пневмошпинделя при наявності його просторового переміщення. Дія додаткових об'ємних сил врахована у рівняннях Нав'є-Стокса, які записані для випадку наявності прискорень Коріоліса в рухомому текучому середовищі. Одержана система диференціальних рівнянь використана для досліджень течії повітря в щілинах аеростатичних підшипників та в осьовій пневмотурбіні.

Ключові слова: пневмошпиндель, аеростатична опора, турбіна, течія повітря, переносний рух, розподіл швидкостей.

УДК 62-82:532.528.(045)

Виникнення кавітації в об'ємному насосі [Текст] / Т.В. Тарасенко, В. Г. Романенко, В. М. Бадах // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Х.: НТУ «ХПІ», 2015. – № 3 (1112). – С. 112–120. – Бібліогр.: 7 назв.

В авіаційному гідроприводі великої потужності широко застосовуються аксіально-поршневі насоси регульованої подачі. Режими роботи насоса, при яких відбувається виділення повітря і кавітація, супроводжуються підвищеним шумом, зниженням подачі, інтенсивними коливаннями тиску. Ці явища призводять до ерозії деталей агрегатів, руйнуванню трубопроводів, зниженню в'язкості робочої рідини її забруднення продуктами зносу. В статті розглянуто механізм виникнення кавітації в аксіально-поршневих насосах, визначено фактори, які впливають на виникнення кавітації і аерації робочої рідини в аксіально-поршневих насосах. Отримані формули для визначення кавітаційного запасу насоса і перерахунку його кавітаційних характеристик на інші оберти приводного вала.

Ключові слова: кавітація, аксіально-поршневий насос, кавітаційний запас, кавітаційна характеристика, поріг кавітації, подача насоса, робоча рідина.

УДК 629.7.03

Паливовимірювальна система з діагностикою стану паливних агрегатів та конструктивних елементів [Текст] / Т. І. Сивашенко, Ю. А. Кошкін, М. В. Мостовий, Р. І. Лапенко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Х.: НТУ «ХПІ», 2015. – № 3 (1112). – С. 121–124. – Бібліогр.: З назв.

Представлена система паливовимірювання та діагностування агрегатів та елементів паливних систем. Велика кількість функціональних, алгоритмічних та електричних зв'язків паливної системи, а також велика її роль в забезпеченні безпеки польотів потребує забезпечення ефективного і неперервного контролю та діагностики технічного стану всіх агрегатів та елементів на протязі всього польоту.

Представлена система забезпечує безперервний контроль стану паливних агрегатів, вимірювання кількості палива на протязі польоту, а також забезпечує спеціальними тестовими каналами діагностику вузлів та агрегатів паливної системи.

Ключові слова: надійність, паливовимірювач, сигналізатори рівня палива, пульт індикації та управління заправкою та пульт керування вироблення палива, датчик вільної води, датчик-сигналізатор рівня палива.

УДК 621.224

До розрахунку гідродинамічних характеристик високонапірної оборотної гідромашини в турбінному режимі роботи на основі математичного опису її робочого процесу [Текст] / В. Е. Дранковський; К. С. Рєзва // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Х.: НТУ «ХПІ», 2015. – № 3 (1112). – С. 125–129. – Бібліогр.: 5 назв.

Представлено підхід щодо дослідження проточної частини радіально-осьових гідромашин на основі математичного моделювання робочого процесу оборотних машин різного рівня. Визначено переваги блочно-ієрархічного підходу на системі багаторівневого опису робочого процесу. Представлена загальна структура математичного опису робочого процесу, яка встановлюється за допомогою основного рівняння гідромашин і рівняння балансу енергії. А також наведена блок-схема математичного опису робочого процесу гідромашини для турбінного режиму роботи.

Ключові слова: гідроакумулююча станція, проточна частина, турбінний режим, математична модель, кінематична модель, баланс енергій.

УДК 621.694:533.697.5

Вплив умов входу середовища, що перекачується, на енергетичні характеристики вихрекамерних насосів [Текст] / Д. О. Сьомін, А. С. Роговий. // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Х.: НТУ «ХПІ», 2015. – № 3 (1112). – С. 130–136. – Бібліогр.: 15 назв.

На основі методів планування експериментів на математичній моделі проведена оптимізація умов входу середовища, що перекачується, у вихрекамерний насос, за рахунок чого зменшені втрати на удар потоків, що змішуються. Відносний ККД конструкції вихрекамерного насоса із введенням потоку, що перекачується, через кільцевий канал отриманий на 9% більший, ніж при всмоктуванні через осьовий канал, розташований по осі вихрової камери. Побудовано залежності відносного середнього вакуумметричного тиску в осьовому каналі входу у вихрову камеру від відносного радіуса камери та відносної площі каналу входу.

Ключові слова: вихрекамерний насос, умови входу, втрати на удар, чисельний розрахунок, енергетичні показники, профіль швидкості.

УДК 621.225

Про деякі розробки ВНДІГідропривод, виконаних випускниками кафедри «Гідравлічні машини» [Текст] / Г. А. Аврунин // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гидравлические машины и гидроагрегаты. – Х.: НТУ «ХПІ», 2015. – № 3 (1112). – С. 137–141. – Бібліогр.: 6 назв.

Дан короткий огляд деяких розробок відділу проектування насосів Всесоюзного науководослідного інституту промислових гідроприводів та гідроавтоматики, виконаних випускниками кафедри «Гідравлічні машини» Національного технічного університету «ХПІ». Ці роботи присвячені зниженню мінімальної частоти обертання гідромоторів, створенню удосконалених конструкцій гидромоторів і об'ємних гидропередач підвищеного технічного рівня типу ГОП-900, що забезпечують високі швидкісні і температурні характеристики.

Ключові слова: об'ємний гідропривід, гідромотори, об'ємна гідропередача, частота обертання, втрати потужності.

РЕФЕРАТЫ

УДК 621.225

Синтез гидропневмоагрегатов с параллельными алгоритмами работы [Текст] / М. В. Черкашенко, К. А. Полушкин // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Х.: НТУ «ХПІ», 2015. – № 3 (1112). – С. 3–7. – Бібліогр.: 10 назв.

Предлагается метод проектирования гидропневмоагрегатов с параллельными алгоритмами работы, основанный на методах М. В. Черкашенко полной минимизации стандартной позиционной структуры, получения минимального графа операций и синтеза на основании матрицы соответствий минимальной системы уравнений, построения схемы с использованием методов безраздельной декомпозиции уравнений. В качестве математического описания системы управления используется язык графов операций С. А. Юдицкого. Полученный минимальный граф операций позволяет полностью минимизировать стандартную структуру и синтезировать минимальные уравнения для построения минимальной схемы системы управления для построения минимальной схемы системы управления гидропневмоагрегатов с параллельными алгоритмами работы.

Ключевые слова: гидропневмоагрегат, параллельные алгоритмы работы, позиционная структура, пневматическая система управления, автоматический манипулятор.

УДК 621.224

Влияние простого окружного навала лопастей рабочего колеса осевой гидромашины ПЛ20 на гидродинамические характеристики проточной части [Текст] / А.В.Русанов, О. Н. Хорев, А. В. Линник, П. Н. Сухоребрый // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Х.: НТУ «ХПІ», 2015. – № 3 (1112). – С. 8–12. – Бібліогр.: 4 назв.

Представлены результаты численного исследования и анализ влияния простого окружного навала лопасти рабочего колеса осевой гидромашины ПЛ20 на структуру потока и гидродинамические характеристики проточной части. Приведены зависимости потерь энергии в рабочем колесе и значения КПД проточной части при оптимальном режиме работы от величины навала. Показано, что для исследуемой проточной части применение навала позволило повысить значение максимального КПД на оптимальном режиме. Расчеты выполнены с использованием программного комплекса *IPMFlow*.

Ключевые слова: гидротурбина, проточная часть, пространственное профилирование, окружной навал лопасти, рабочее колесо, гидродинамическое совершенствование.

УДК 621.165

Влияние относительного окружного расположения статоров на аэроупругое поведение лопаточного венца в полуторной компрессорной ступени [Текст] / В. И. Гнесин, Л. В. Колодяжная, А. А. Колесник // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Х.: НТУ «ХПІ», 2015. – № 3 (1112). – С. 13–22. – Бібліогр.: 11 назв.

Представлены результаты численного анализа аэроупругого поведения вибрирующего лопаточного венца компрессорной ступени в трехмерном потоке идеального газа с учетом аэродинамического взаимодействия статор0 – ротор – статор1. Численный метод основан на решении связанной задачи нестационарной аэродинамики и упругих колебаний лопаток для нестационарного пространственного потока газа через взаимно движущиеся лопаточные венцы полуторной ступени осевого компрессора. Показано, что относительное окружное расположение двух статоров влияет на нестационарные нагрузки и режимы колебаний лопаток.

Ключевые слова: лопаточный венец, компрессорная ступень, идеальный газ, численный анализ, аэродинамическая сила.

УДК 62-11

Учет хода толкателя в методике расчета теплогидравлического привода позиционирования приемника гелиостанции [Текст] / А.П. Губарев, О.С.Ганпанцурова, К.О.Беликов // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Х.: НТУ «ХПІ», 2015. – № 3 (1112). – С. 23–29. – Бібліогр.: 3 назв.

Предложено использование теплогидравлического многомодульного привода для позиционирования приемника гелиостанции. Рассмотрен принцип работы теплогидравлического модуля и основные факторы влияния на выходную характеристику модуля, представлены результаты математического моделирования теплогидравлического модуля.

Предложена методика учета закона изменения хода толкателя, в период работы модуля, для уточнения конструктивных параметров привода и его характеристик.

Ключевые слова: тепловой гидропривод, теплогидравлический модуль, трекер гелиостанции, солнечная энергия, позиционирование.

УДК 621.646.4

Увеличение ресурса и повышение эксплуатационной надежности малогабаритных пневматических клапанов с двухпозиционным поляризованным электромагнитным приводом [Текст] / Ю. Н. Рыкунич, Я. Б. Федоричко, Г. И. Зайончковский, Е. И. Барилюк // Вестник НТУ «ХПИ». Серия: Гидравлические машины и гидроагрегаты. – Х.: НТУ «ХПИ», 2015. – № 3 (1112). – С. 30–36. – Библиогр.: 7 назв.

Представлены результаты ресурсных испытаний малогабаритных пневматических клапанов с двухпозиционным поляризованным электромагнитным приводом, которые широко используются в авиационной и космической технике в связи с низким уровнем энергопотребления. Их применение в оборудовании космических орбитальных станциях, других летательных аппаратах с длительным периодом эксплуатации делает актуальным задачу увеличения ресурса электромагнитных клапанов (ЭМК) такого типа и повышения их эксплуатационной надежности. Даны научно обоснованные рекомендации по увеличению ресурсных возможностей и повышению эксплуатационной надежности ЭМК этого типа. Результаты исследований внедрены в практику проектирования ЭМК в ПАО «Киевское центральное конструкторское бюро арматуростроения».

Ключевые слова: пневматический клапан, электромагнитный привод, ресурс, надежность, динамические нагрузки, демпфирование.

УДК 621.165

К вопросу учета диффузионного переноса момента импульса и трансформации его энергии в энергию импульса и, наоборот, при моделировании турбулентных потоков [Текст] / О. В. Потетенко, Е. С. Крупа // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Х.: НТУ «ХПІ», 2015. – № 3 (1112). – С. 37–44. – Бібліогр.: 7 назв.

В статье рассматриваются некоторые направления совершенствования математического описания турбулентного движения жидкости в каналах гидромашин. Проанализированы преимущества и недостатки математических моделей турбулентного движения жидкости.

Проведен анализ существующих гидродинамических методов расчета турбулентного потока и представлен один из вариантов учета диффузионного переноса момента импульса и трансформации энергии импульса в энергию момента импульса и, наоборот, при моделировании турбулентных потоков.

Ключевые слова: гидротурбина, рабочее колесо, спиральная камера, турбулентный поток, ламинарный поток.

УДК 62 - 82

Синтез мехатронных гидроагрегатов для динамической компенсации колебаний [Текст] / **3. Я. Лурье, Е. Н. Цента** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Х.: НТУ «ХПІ», 2015. – № 3 (1112). – С. 45–52. – Бібліогр.: 7 назв.

Обсуждается проблема динамической компенсации колебаний в области разработки мехатронных гидроагрегатов мобильных машин, в частности, навесного оборудования сельскохозяйственных тракторов. Метод решения основан на синтезе с многопараметрической оптимизацией корректирующих устройств, вводимых последовательно в устройство управления. Уделено должное внимание сравнительной оценке критериев оптимальности. Предложен показатель, позволяющий с достаточной для практики точностью, оценить степень компенсации колебаний.

Ключевые слова: мехатронный гидроагрегат, корректирующее устройство, критерий оптимальности, динамическая компенсация, многопараметрическая оптимизация, динамический синтез.

УДК 621.224

Особенности течения жидкости в низконапорных радиально-осевых гидротурбинах [Текст] / К. А. Миронов // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Х.: НТУ «ХПІ», 2015. – № 3 (1112). – С. 53–58. – Бібліогр.: 13 назв.

В статье приведен анализ работ, посвященных решению прямой и обратной задач теории рабочего процесса, показано, что для совершенствования проточной части необходимо знание о закономерностях формирования энергетических характеристик в зависимости от изменения геометрических и режимных параметров. Приведены результаты расчета трехмерного вязкого потока в проточной части низконапорной радиально-осевой гидротурбины, определены распределение скоростей и давлений в различных элементах гидротурбины, при различных открытиях направляющего аппарата.

Ключевые слова: радиально-осевая гидротурбина, проточная часть, спиральная камера, направляющий аппарат, рабочее колесо.

УДК 532.5:621.65.01

Численное моделирование потока вязкой жидкости в ступени погружного центробежного насоса [Текст] / Н. Г. Шевченко, А. Л. Шудрик // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Х.: НТУ «ХПІ», 2015. – № 3 (1112). – С. 59–67. – Бібліогр.: 11 назв.

Рассматривается численное моделирование потока вязкой жидкости в ступени погружного центробежного насоса для нефтегазовых промыслов. Проанализированы пакеты прикладных программ для моделирования и расчет течения вязкой жидкости в каналах гидромашин. Проведены тестовые расчеты ступени центробежного насоса ЭЦН5-80 для воды при нормальных условиях. Выполнены расчеты рабочих характеристик для различных значений вязкости перекачиваемой жидкости. Проанализированы результаты численных экспериментов с теми, которые были получены по эмпирическим зависимостям.

Ключевые слова: центробежная ступень, рабочее колесо, направляющий аппарат, математическая модель течения жидкости, рабочие характеристики, численное моделирование.

УДК 621.24

Прогнозирование энергетической характеристики турбобура [Текст] / М. Б. Мараховский, А. И. Гасюк // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Х.: НТУ «ХПІ», 2015. – № 3 (1112). – С. 68–71. – Бібліогр.: 5 назв.

Предложена математическая модель рабочего процесса турбины, позволяющая производить прогнозную оценку энергетической характеристики турбобура, а также оценить влияние геометрических параметров проточной части на энергетические качества турбины. Применение изложенного численного моделирования энергетических характеристик позволяет качественно повысить технический уровень разрабатываемых турбобуров.

Приведено сравнение энергетических характеристик турбобура, полученных на базе разработанной математической модели и в результате стендовых испытаний.

Ключевые слова: турбобур, энергетическая характеристика, математическая модель, проточная часть, турбина.

УДК 62.822

К вопросу проектирования аксиально-поршневых насосов с клапанно-щелевым распределением [Текст] / Н. Н. Фатеева // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Х.: НТУ «ХПІ», 2015. – № 3 (1112). – С. 72–75. – Бібліогр.: З назв.

Рассмотрены вопросы проектирования аксиально-поршневых насосов. Предложена программа для расчета аксиально-поршневых насосов с клапанно-щелевым распределением в среде программного обеспечения MathCad, которая позволяет на этапе проектирования проводить необходимое варьирование задаваемых параметров, существенно сократить время проектирования и обоснованно принимать прогрессивные конструктивные и технологические решения, гарантируя тем самым оптимальные показатели новой конструкции аксиально-поршневых насосов.

Ключевые слова: аксиально-поршневой насос, клапанно-щелевое распределение, проектирование, программа, кинематический расчет.

УДК 621.9

Стохастическая математическая модель мехатронного модуля движения [Текст] / П. Н. Андренко, О. В. Дмитриенко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Х.: НТУ «ХПІ», 2015. – № 3 (1112). – С. 76–85. – Бібліогр.: 15 назв.

Разработана стохастическая математическая модель электрогидравлического мехатронного модуля линейного перемещения. Рассмотрены структура и физическая модель рабочей жидкости гидравлической системы. Установлены границы изменения ее параметров при функционировании гидроагрегатов. Определены законы распределения и границы отклонения случайных характеристик и параметров структурных элементов мехатронного модуля движения, их математические ожидания и дисперсии. Разработанная математическая модель является базой для проведения его динамического синтеза.

Ключевые слова: мехатронный модуль, стохастическая математическая модель, случайные отклонения, математическое ожидание, дисперсия.

УДК 62.82

Моделирование переходных процессов гидропривода технологического оборудования [Текст] / Е. П. Иваницкая // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Х.: НТУ «ХПІ», 2015. – № 3 (1112). – С. 86–92. – Бібліогр.: 3 назв.

Рассматривается гидравлический модуль с одноштоковым вертикальным гидравлическим цилиндром, шток которого ориентированный вверх, дроссель расположен в напорной магистрали, направление действия нагрузки совпадает с направлением втягивания штока.

Представлена математическая модель втягивания штока гидравлического цилиндра. Выполнен расчет переходных процессов при разгоне, торможении и переходе с одной скорости на другую. Приведены результаты расчетов и их анализ.

Ключевые слова: гидравлический привод, гидравлический цилиндр, переходные процессы, математическая модель, дроссель.

УДК 621.224

Теоретические исследования обтекания решеток профилей осевых гидротурбин и оценка уровня лопастных пульсаций давления [Текст] / А. В. Бондаренко, А. М. Гришин, О. Н. Чебан // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Х.: НТУ «ХПІ», 2015. – № 3 (1112). – С. 93–99. – Бібліогр.: З назв.

Проанализированы результаты расчета обтекания лопастей осевых гидротурбин и пульсаций давления на стенках их камер рабочего колеса. Теоретически определены кинематические параметры для решения прямой задачи для пропеллерного колеса. Получены амплитуды. лопастных пульсаций давления в камерах рабочего колеса в зависимости от приведенного расхода. Показано преимущество поворотнолопастных гидротурбин перед пропеллерными, как с точки зрения экономически обоснованных режимов работы, так и по динамическим нагрузкам на облицовку камеры рабочего колеса.

Ключевые слова: контуры профиля решетки, относительные скорости, пульсации давления, распределение давления по поверхности лопасти, потери энергии.

УДК 621.165

Газодинамические процессы в узлах высокооборотного пневмошпинделя на аэростатических опорах с турбинным приводом, предназначенного для использования в многокоординатном технологическом оборудовании с параллельными кинематическими структурами [Текст] / С. В. Струтинский // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Х.: НТУ «ХПІ», 2015. – № 3 (1112). – С. 100–111. – Бібліогр.: 10 назв.

Рассмотрено многокоординатное технологическое оборудование в виде станка-робота с параллельными кинематическими структурами. Приведена конструктивная схема разработанного высокооборотного пневмошпинделя. Он имеет специальные аэростатические опоры повышенной несущей способности и турбинный привод вращения. Определены особенности газодинамических процессов в узлах пневмошпинделя при наличии его пространственного перемещения. Действие дополнительных объемных сил учтены в уравнениях Навье-Стокса, записанных для случая наличия ускорений Кориолиса в подвижной текучей среде. Полученная система дифференциальных уравнений использована для исследования течения воздуха в щелях аэростатических подшипников и осевой пневмотурбине.

Ключевые слова: пневмошпиндель, аэростатическая опора, турбина, течение воздуха, переносное движение, распределение скоростей.

УДК 62-82:532.528.(045)

Возникновение кавитации в объемном насосе [Текст] / Т. В. Тарасенко, В. Г. Романенко, В. Н. Бадах // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Х.: НТУ «ХПІ», 2015. – № 3 (1112). – С. 112–120. – Бібліогр.: 7 назв.

В авиационном гидроприводе большой мощности в качестве источников питания получили распространение аксиально-поршневые насосы регулируемой подачи. Режимы работы насоса, при которых происходит выделение воздуха и кавитация, сопровождаются повышенным шумом, снижением подачи, интенсивными колебаниями давления. Отрицательнее последствия этих явлений – эрозия деталей, усталостное разрушение трубопроводов, снижение вязкости рабочей жидкости, ее загрязнение продуктами износа. В статье рассмотрен механизм возникновения кавитации в аксиально-поршневых насосах, определены факторы, влияющие на возникновение кавитации и аэрации рабочей жидкости в аксиально-поршневых насосах. Получены формулы для определения кавитационного запаса насоса и пересчета его кавитационных характеристик на другие обороты приводного вала.

Ключевые слова: кавитация, аксиально-поршневой насос, кавитационный запас, кавитационная характеристика, порог кавитации, подача насоса, рабочая жидкость.

УДК 629.7.03

Топливоизмерительная система с диагностикой состояния топливных агрегатов и конструктивных элементов [Текст] / Т. И. Сивашенко, Ю. А. Кошкин, М. В. Мостовой, Р. И. Лапенко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Х.: НТУ «ХПІ», 2015. – № 3 (1112). – С. 121–124. – Бібліогр.: 3 назв.

Представлена система для измерения топлива и диагностирования агрегатов и элементов топливных систем. Большое количество функциональных, алгоритмических и электрических связей топливной системы, а также ее огромная роль в обеспечении безопасности полетов, требует обеспечения эффективного и непрерывного контроля и диагностики технического состояния всех агрегатов и элементов в течение всего полета.

Представленная система обеспечивает непрерывный контроль состояния топливных агрегатов, измерение количества топлива в течение полета, а также обеспечивает специальными тестовыми каналами диагностику узлов и агрегатов топливной системы.

Ключевые слова: надежность, топливомер, сигнализаторы уровня топлива, пульт индикации и управления заправкой и пульт управления выработки топлива, датчик свободной воды, датчиксигнализатор уровня топлива.

УДК 621.224

К расчету гидродинамических характеристик высоконапорной обратимой гидромашины в турбинном режиме работы на основе математического описания ее рабочего процесса [Текст] / В.Э. Дранковский; К.С. Резвая // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Х.: НТУ «ХПІ», 2015. – № 3 (1112). – С. 125–129. – Бібліогр.: 5 назв.

Представлен подход к исследованию проточной части радиально-осевых гидромашин на основании математического моделирования рабочего процесса обратимых машин различного уровня. Определены преимущества блочно-иерархического подхода на системе многоуровнего описания рабочего процесса. Представлена общая структура математического описания рабочего процесса, которая устанавливается с помощью основного уравнения гидромашин и уравнения баланса энергии. А также приведена блок-схема математического описания рабочего процесса гидромашины для турбинного режима работы.

Ключевые слова: гидроаккумулирующая станция, проточная часть, турбинный режим, математическая модель, кинематическая модель, баланс энергий.

УДК 621.694:533.697.5

Влияние условий входа перекачиваемой среды на энергетические характеристики вихрекамерных насосв [Текст] / Д. А. Сёмин, А. С. Роговой // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Х.: НТУ «ХПІ», 2015. – № 3 (1112). – С. 130–136. – Бібліогр.: 15 назв.

На основе методов планирования, на математической модели проведена оптимизация условий входа перекачиваемой среды в вихрекамерный насос, за счет чего уменьшены потери на удар смешиваемых потоков. Относительный КПД конструкции вихрекамерного насоса с введением перекачиваемого потока через кольцевой канал получен на 9% больше, чем при всасывании через осевой канал, расположенный по оси вихревой камеры. Построены зависимости относительного среднего вакуумметрического давления в осевом канале входа в вихревую камеру от относительного радиуса и относительной площади канала входа.

Ключевые слова: вихрекамерный насос, условия входа, потери на удар, численный расчет, энергетические показатели, профиль скорости.

УДК 621.225

О некоторых разработках ВНИИГидропривод, выполненных выпускниками кафедры «Гидравлические машины» [Текст] / Г. А. Аврунин // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Х.: НТУ «ХПІ», 2015. – № 3 (1112). – С. 137–141. – Бібліогр.: 6 назв.

Дан краткий обзор некоторых разработок отдела проектирования насосов Всесоюзного научноисследовательского института промышленных гидроприводов, выполненных выпускниками кафедры «Гидравлические машины» Национального технического университета «ХПИ». Эти работы посвящены снижению минимальной частоты вращения гидромоторов, созданию усовершенствованных конструкций гидромоторов и объемных гидропередач повышенного технического уровня типа ГОП-900, обеспечивающих высокие скоростные и температурные характеристики.

Ключевые слова: объемный гидропривод, гидромоторы, объемная гидропередача, частота вращения, потери мощности.

ABSTRACTS

Synthesis of hydropneumounits with parallel algorithms of work [Text] / M. V. Cherkashenko, K. A. Polushkin // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydrounits. – Kharkiv : NTU "KhPI", $2015. - N \ge 3$ (1112). – P. 3–7. – Bibliogr.: 10.

The method of designing of hydropneumounits with parallel algorithms of work is offered, it is founded on methods of M. Cherkashenko of full minimization of standard structure organization, of synthesis minimal the graph operations and of synthesis on the basis of a matrix of conformity of the minimal system of the equations, of synthesis of the scheme with use of methods of undivided decomposition of the equations. As the mathematical description of a control system use language graph operations S. Yudicki. Received minimal graph operations allows to minimize completely standard structure and to synthesize the minimal equations for synthesis of the minimal scheme of a control system of hydropneumounits with parallel algorithms of work. The expediency of use of a matrix of conformity for synthesis of the equations is shown. At synthesis of the scheme of the pneumounit of the manipulator the method of overlap of functional and logic opportunities of valves is used. It is specified, that at synthesis of the equations describing the scheme of system of hydropneumounits it is expedient to use methods of undivided decomposition of the equations. Use of the given method allows to synthesize the minimal schemes.

Keywords: hydropneumounits, parallel algorithms of work, position structure, pneumatic control system, automatic manipulator.

The influence of the simple circular offset of the runner blades in Kaplan turbine PL20 upon hydrodynamic characteristics of the flow part [Text] / A. V. Rusanov, O. N. Khoryev, A. V. Lynnyk, P. N. Sukhorebryi // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydrounits. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2015. – N 3 (1112). – P. 8–12. – Bibliogr.: 4.

The results of numerical investigation and the analysis of influence of the simple circular offset of the runner blades in Kaplan turbine PL20 Kremenchugskaya HPP upon flow pattern and hydrodynamic characteristics of the flow part are set out. The investigations were carried out using the software system IPMFlow. The software system IPMFlow allows to simulate spatial viscous flow of incompressible fluid in flow parts of hydroturbines based on numerical integration of the Reynolds equations with an additional term containing artificial compressibility. The differential two - parameter model of SST Menter is applied to take into account turbulent effects. The numerical integration of the equations is carried out using an implicit quasimonotone Godunov scheme of second-order accuracy in space and time. The flow characteristics in computational region, the dependences of energy losses in the runner and the values of efficiency in the flow part at optimum operating conditions on the offset value are given. The application of offset for investigated flow part is shown to have allowed increasing the value of maximum efficiency at optimum operating conditions.

Keywords: hydro turbine, flow part, spatial profiling, circular offset, runner, hydrodynamic improvement.

The influence of the relative circumferential position on the stator aeroelastic behavior of the blade row in a semi compressor stage [Text] / V. I. Gnesin, L. V. Kolodyazhnaya, A. A. Kolesnyk // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydrounits. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2015. – N_{2} 3 (1112). – P. 13–22. – Bibliogr.: 11.

The numerical method of simultaneous integration of equations of ideal gas flow (equations of Euler) and equations of blades oscillations is offered under the action of the instantaneous non-stationary loads (with the use of modal approach). Numerical integration of equations of Euler is carried out with the using the explicit finite-volume difference scheme of Godunov and moving hybrid H-O grid.

Results of the numerical analysis of the aeroelastic behaviour of the vibrating blade row of a compressor stage in a three-dimensional flow of ideal gas whith taking into account aerodynamic interaction stator0 - a rotor – stator1 are presented. The numerical method is based on the solution of the coupled problem of non-stationary aerodynamics and blade elastic oscillations for a non-stationary space of gas flow through mutually moving blade rows in a one-and-a-half stage of the axial compressor.

The offered method allows to prognose influence the relative circumferential displacement of stators on the amplitude-frequency spectrum of blades oscillations of axial compressor, including the forced and self-excited oscillations (flutter, autooscillations).

Keywords: blades oscillation, compressor stage, ideal gas, numerical analysis, aerodynamic force.

Consideration move the pusher in the method of calculation of thermal-hydraulic actuator positioning receiver solar pump [Text] / O. P. Gubarev, O. S. Ganpantsurova, K. O. Belikov // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydrounits. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2015. – № 3 (1112). – P. 23–29. – Bibliogr.: 3.

Proposed the using thermal hydraulic actuator for positioning receiver of solar receivers. The principle of work of the thermal hydraulic module and the main factors of influence on the output characteristics of the module were considered.

The results of mathematical modeling of the thermal-hydraulic module were presented. The method to refine the design parameters of the actuator and characteristics of modules of accounting law changes of stroke of the pusher, during the operation of the module, were proposed.

The principle of action of a thermal hydrodrive is carried out by transformation of a solar energy with use of thermal expansion of fluid and kinematic system with flexible and is conditionally of absolute elastic elements, in work of positioning of the receiver solar. The thermal hydrodrive has modular structure. Each module consists of a pusher and the chamber of expansion that are connected among themselves.

Keywords: thermal hydraulic actuator, thermal hydraulic module, solar tracker, sun energy, positioning.

Increasing life time and service reliability of compact pneumatic valves with two-positioned electromagnetic drive [Text] / J. N. Rikunich, J. B. Fedorichko, G. I. Zajonchkovskij, E. I. Barilyuk // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydrounits. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2015. – $N \ge 3$ (1112). – P. 30–36. – Bibliogr.: 7.

This article gives the results of durability tests of compact pneumatic valves with two-positioned polarized electromagnetic drive, which are widely used in aerospace units due to their low energy consumption level. Use of such valves in the equipment of space orbital stations, and other space crafts with long life time makes the task of service time increasing relevant. This article names mail degradation processes, that lead to the change of valve assembly and units technical state, which occurs during the work time. The article shows that the weakest component of such valves that limits their life time, are rods, which acquire fatigue fractions under the cyclic workloads. Article gives scientifically proven recommendations for increasing life time and service reliability of electromagnetic valves of such type. These recommendations for improving design of some types of electromagnetic valves are aimed at increasing the valve reliability by using in the moving assembly damping devices for dissipating some part of the shock impulse, and choosing constructional materials that are more resistant to the influence of shock loads. The results of this research were implemented in the valve design process at PJSC "Kiev central design bureau of valves".

Keywords: pneumatic valve, electromagnetic drive, life time, reliability, dynamic loads, damping.

On the question of taking into account the diffusion of angular momentum transport and transformation of its energy in the pulse energy and vice versa in the simulation of turbulent flows [Text] / **O. V. Potetenko, E. S. Krupa** // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydrounits. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2015. – N 3 (1112). – P. 37–44. – Bibliogr.: 7.

This article discusses some of the ways of improving the mathematical description of the turbulent motion of the fluid in the channels of hydraulic machines. The structure of the flow in the near-wall zone, characterized by a rapid increase in velocity in the so-called zone "viscous sublayer" in the zone "logarithmic rate" of the boundary layer. Concluded that "bilayer" fluid flow model can not account with sufficient accuracy the energy loss due to the generation of large-scale vortex structures ("paired vortex" in the volute, spiral vortexes in the suction pipe and the vortex flows of separated al.), As well as their influence, along with vortices "Karman" and inductive vortices, runs away from the trailing edges of the blades and the blades on the main thread. The analysis of existing methods for the calculation of hydrodynamic turbulent flow and is represented by one of the following account of the diffusion of angular momentum transport and transformation of the pulse energy to the energy momentum, and vice versa, in the simulation of turbulent flows. The advantages and disadvantages of mathematical models of turbulent fluid motion.

Keywords: turbine, runner, volute, turbulent flow, laminar flow.

The synthesis of mekhatronic hydraulic units for dynamic compensation of fluctuations [Text] / Z. Ya. Lurye, E. N. Tsenta // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydrounits. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2015. – N_{2} 3 (1112). – P. 45–52. – Bibliogr.: 7.

The problem of dynamic compensation of fluctuations in the field of the development of mechatronic hydraulic units of mobile machines, in particular, mounted equipment of agricultural tractors are discussed. The method of solution is based on the synthesis with a multiparametric optimization of correcting devices introduced sequentially into the control device.

The structure and model of correcting device represented by the sum of the transfer functions of the differentiating links 3, 2, 1 and zero order, each term of which is multiplied by the transfer function of the vibrational link 3 orders. The synthesis of correcting device is completed by multiparametric optimization of 4 variable coefficients of differentiating links delivering minimum to dynamic criterion.

The great attention to the comparative assessment of optimality criterions is given. The index, allowing with sufficient accuracy for practice, to assess the degree of fluctuations compensation is proposed.

Keywords: mechatronic hydraulic unit, correcting device, optimality criterion, dynamic compensation, multiparametric optimization, dynamic synthesis.

Features of fluid flow in the low-head Francis turbines [Text] / **K. A. Mironov** // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydrounits. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2015. – № 3 (1112). – P. 53–58. – Bibliogr.: 13.

The article analyses previous works devoted to the solution of direct and inverse problems of the theory of workflow; it is shown that in order to improve the flow parts it is crucial to establish the dependence of power characteristics on the changes in geometric and operational parameters. The author provides calculations of the three-dimensional viscous flow in the flow space of a low-head Francis turbine using application package CFD. For the numeral design of three-dimensional viscous flow the k- model of turbulence was used. Found that the loss in the various elements of the flow space depends on the opening of the gate vanes. The losses in the stator and the spiral case increases, while the loss in the draft tube and the gate vanes decreases from its opening. Losses in the runner and the total losses are minimal at the optimal mode of operation. Hydraulic efficiency of hydraulic turbine is largely dependent on the losses in the runner and draft tube. The article also shows the graphs of the distribution of velocity and pressure in the flowspace of the low-head Francis turbine.

Keywords: Francis turbine, flow space, spiral case, gate vanes, runner.

Numerical simulation of the flow of a viscous fluid in stage submersible centrifugal pump [Text] / N. G. Shevchenko, O. L. Shudryk // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydrounits. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2015. – \mathbb{N} 3 (1112). – P. 59–67. – Bibliogr.: 11.

The numerical simulation of the flow of a viscous fluid in stage submersible centrifugal pump for oil and gas fields. Shows the construction of the pump unit as a whole. The literature sources and characteristics of the fluid in the working bodies of the pump. Considered the application package for modeling and calculation of viscous flow in the channels of hydraulic. Reviewed and selected turbulence model. Selected by the Calculation field of the impeller and guide vanes pump stages. The test calculations stage centrifugal pump ESP5-80 water under normal conditions and compared with experimental data. Evaluated the accuracy of the calculation model used. Visualized the distribution of velocity and pressure in the ducts of the impeller and guide vanes. Calculations performance for different values of the viscosity of the fluid. The results of numerical experiments with those which were obtained from empirical relationships. Shows the influence of the viscosity of fluid in the integral characteristics of the pump.

Keywords: centrifugal stage; impeller, guide vane, a mathematical model of fluid flow, performance, numerical simulation.

Forecasting energy characteristics of the turbodrill [Text] / **M. B. Marakhovsky, A. I. Gasyuk** // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydrounits. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2015. – № 3 (1112). – P. 68–71. – Bibliogr.: 5.

Mathematical model of the working process of the turbine, allowing predictive assessment of energy performance of the turbo-drill, as well as to assess the influence of geometrical parameters of a flowing part of the energy quality of the turbine. Application of the above numerical simulation of power characteristics allows qualitatively improve the technical level of the developed turbodrills. The range of acceptable use of the model is largely associated with the assumption of independence of the hydrodynamic parameters of blade systems and rates of certain types of losses (for example, the coefficient in shock losses). Experience has shown the validity of the kinematic equations due to the space lattice, which was used in the construction. In the most important

range of operating modes, covering the area of maximum efficiency, we can assume the independence of these variables on the operating parameters.

The comparison of the energy characteristics of the turbodrill, obtained on the basis of the developed mathematical model and the results of bench tests.

Keywords: turbodrill, energy response, mathematical model, flow part, turbine.

To question of designing of axial-piston pumps with valve-slit distribution [Text] / N. N. Fatieieva // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydrounits. – Kharkiv : NTU "KhPI", $2015. - N \ge 3$ (1112). – P. 72–75. – Bibliogr.: 3.

The ambiguity of combinations of parameters of the pumps of volume action providing their high technical and economic indicators, a number of limitations – under the terms of pulsations of giving or a torque, under the terms of absorption or cavitation, on minimum admissible values of volume and mechanical efficiency, are connected at design of axial-piston pumps with big computing work. Design of axial-piston pumps is a complex technical task. Thanks to the development of computer technology and the use of software tools can greatly simplify the procedure for calculating the axial-piston pumps and reduce the time for its execution.

Proposed a program for calculating axial-piston pumps with valve-slit distribution among software MathCad, which allows the design phase to carry out the necessary variation of set parameters, significantly reduce design time and reasonably accept progressive design and technological solutions, thus ensuring optimal performance of a new design axial-piston pumps. Program proposed by the author, can be used in the design of not only the axial-piston pumps from the valve-slit distribution, but also for the axial-piston pumps with other design features.

Keywords: axial-piston pump, valve-slit distribution, design, program, kinematics calculation.

Stochastic mathematical model of the mekhatronic module of motion [Text] / P. M. Andrenko, O. V. Dmitrienko // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydrounits. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2015. – N 3 (1112). – P. 76–85. – Bibliogr.: 15.

The structure, scheme realization and principle of work of the perspective electrohydraulic mekhatronic module of the linear moving have been described. The areas of its effective application have been defined. The structure and physical model of working liquid of hydraulic system have been considered. The borders of change of parameters of working liquid at functioning of hydrounits with this module have been established. The stochastic mathematical model of the electrohydraulic mekhatronic module of linear moving has been developed. The accepted assumptions have been proved and mathematical models of working parameters and characteristics of structural elements have been given. The equations describing casual change of working parameters and characteristics of structural elements of the electrohydraulic mekhatronic module of linear moving have been given. The laws of distribution and borders of their deviations, their expected values and dispersions have been established. The developed mathematical model is a base for carrying out dynamic synthesis of the electrohydraulic mekhatronic module and optimization of constructive and working parameters.

Keywords: mekhatronic module, stochastic mathematical model, random deviations, expected value, dispersion.

Simulation of transient hydraulic drive technological equipment [Text] / E. P. Ivanitska // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydrounits. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2015. – N_{2} 3 (1112). – P. 86–92. – Bibliogr.: 3.

The hydraulic module with the one-stocked vertical hydraulic cylinder which rod oriented up, the choke is located in the pressure head trunk is considered, the direction of action of loading matches the direction of retraction of a rod.

Operation of the researched hydraulic drive is described by the following equations: 1) equation of a dynamic equilibrium of the piston; 2) the equation of the expenditure of working liquid coming to a piston cavity of the hydraulic cylinder; 3) the equation of the expenditure of working liquid following from a stocked cavity of the hydraulic cylinder; 4) the equation of the expenditure of working liquid via the choke in the pressure head trunk; 5) the equation of the expenditure of working liquid via the drain trunk.

The mathematical model of retraction of a rod of the hydraulic cylinder is provided. Calculation of transient phenomena in case of acceleration, braking and transition from one speed to another is executed. Results of calculations and their analysis are given.

Keywords: hydraulic drive, hydraulic cylinder, transients, mathematical model, choke.

Theoretical studies of flow airfoil cascades Kaplan turbines and assessment of the level of blade pressure pulsations [Text] / A. V. Bondarenko, A. M. Grishin, O. N. Cheban // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydrounits. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2015. – № 3 (1112). – P. 93–99. – Bibliogr.: 3.

The analysis of the velocity triangles at the inlet and outlet of the impeller axial turbines, as Kaplan and propeller is carried out. From this analysis velocity at the inlet and outlet of driving wheels and circulation of velocity round blades of the propeller water-wheel are received. For a propeller wheel the corner of installation of a profile remains invariable, and the circulation of a stream significantly changes. Therefore kinematic parameters of a propeller wheel have to differ from kinematic parameters of the turbine of Kaplan. Results of calculation of a flow of blades of axial water-wheels are analyzed. Calculation of pressure pulsations in cameras of driving wheels the Kaplan and propeller water-wheels is executed. Amplitudes of bladed pressure pulsations in cameras of the driving wheel depending on the given expense are received. Advantage of Kaplan hydro-turbines before propeller turbines, both from the point of view of economically reasonable operation modes, and on dynamic loads on facing of the camera of the driving wheel is shown.

Keywords: Kaplan hydro-turbines, propeller hydro-turbines, the relative speeds, pressure pulsations, pressure distribution on the blade surface, energy loss.

Gasdynamic processes in high-speed pneumatic spindle nodes on aerostatic bearings of the turbine drive designed for use in a multi technological equipment with parallel kinematic structures [Text] / S. V. Strutinskiy // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydrounits. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2015. – N_{2} 3 (1112). – P. 100–111. – Bibliogr.: 10.

The multi-processing technological equipment in the form of robotic machine-tool with parallel kinematic structures was reviewed. The constructive scheme of high-speed pneumatic spindle was shown. It has special aerostatic bearings with high load capacity and turbine rotational drive. The aerostatic bearings are placed on the surfaces of spindle tubular projections and interact with the tubular projections of the housing.

The features of gasdynamic processes in pneumatic spindle nodes during its spatial displacement are identified. The additional volume forces are taken into account in the Navier-Stokes equations in the case of Coriolis acceleration in the moving fluid presence. The resulting system of differential equations is used to study the flow of air in the crevices of aerostatic bearings. The features of the air flow in the gaps caused by the Coriolis force are identified. The possibility of flowing asymmetry in cracks and the possible ways to compensate the negative impact of flowing asymmetry on the characteristics of aerostatic bearings are listed. The features of air flow in the axial pneumatic turbine.

The impact of translational motion of spindle into triangles of air flow speed rate at the inlet and outlet of the turbine are given. The questions of the vortex formation in between the turbine blades and the effect of the Coriolis force on the intensity of the vortex formation are determined.

Keywords: pneumatic spindle, aerostatic bearing, turbine, air flow, portable motion, the velocity distribution.

Cavitation in volumetric pump [Text] / **T. V. Tarasenko, V. G. Romanenko, V. N. Badah** // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydrounits. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2015. – N_{2} 3 (1112). – P. 112–120. – Bibliogr.: 7.

Hydrodynamic cavitation is one of the basic effects which are characteristic for hydraulic drive systems. In the aviation hydraulic drive high power as power sources have proliferated axial piston pumps regulated supply. Modes of operation of the pump, in which there is an allocation of air and cavitation, accompanied by increased noise, reduced feed intense pressure fluctuations. The negative consequences of these phenomena – erosion parts fatigue failure of pipelines, reducing the viscosity of the working fluid, pollution wear products. The article describes the mechanism of cavitation in axial piston pumps, the factors influencing the occurrence of cavitation and aeration of the working fluid in the axial piston pumps.

The formulas of pump cavitation rezerve and recalculation of its cavitation performances for other rotation frequency of driving shaft were received. For the cavitation characteristics of axial piston pump is characterized by the presence of three sections: the first section delivery rate is independent of the inlet pressure; the second – delivery rate gradually decreases due to the release of air and began the process of cavitation; in the third section, the delivery rate is dramatically reduced due to the intensification of cavitation processes.

Keywords: cavitation, axial piston pump, cavitational reserve, cavitational performance, cavitation threshold, pump delivery, working liquid.

Fuel measurement system with diagnostics of the state of fuel aggregates and structural elements [Text] / T. I. Sivashenko, Y. A. Koshkin, M. V. Mostoviy, P. I. Lapenko // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydrounits. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2015. – N 3 (1112). – P. 121–124. – Bibliogr.: 3.

The system of fuel measuring and the diagnostic of the units and elements of fuel measuring is presented. A great number of functional and constructive connections of the fuel system and its important role in providing security of the flights demand an effective and continuous control diagnosis of the technical state of all aggregates and elements during the whole flight.

Due to the fact that the modern passenger and transport aircraft relative mass of fuel is $30\div50\%$ of the take-off weight of the aircraft, the problem of accurately measuring the amount of fuel in the tanks is relevant, and provides reliable control of the fuel system, and thus increasing the safety of the aircraft.

The designed system provides a continuous control of the fuel units, of the measurement of the amount of fuel during the flight and also provides the diagnostics of nodes and aggregates of the fuel system with special testing channels.

Keywords: reliability, fuel meter, detectors of the fuel levels, a remote controller for indication and regulation of refilling and a remote controller for fuel production, a sensor of free water, a sensor of alarm level.

To calculation of the hydrodynamic characteristics of the high-pressure reversible hydraulic machines in the turbine mode of the operating on the basis of mathematical description of its working process / V. E. Drankovskiy, K. S. Rezvaya // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydrounits. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2015. – N_2 3 (1112). – P. 125–129. – Bibliogr.: 5.

The article is devoted to development of the flowing part of the reversible hydraulic machines, which has become a complex hydrodynamic problem. Difficulties that arise when designing reversible hydraulic machines are described. Therefore, the approach to the investigation of the flowing part of the radial-axial hydraulic machines on the basis of the mathematical modeling working process of the reversible hydraulic machines at various levels is presented in the article. The importance of developing system of the interconnected models, which describe working process on the various hierarchical levels, is indicated. This process is the most important direction in the development of modern methods of investigation of the flowing part. The advantages of the block-hierarchical approach on the system of multilevel descriptions of working process are defined. The importance of the application of the complex of interrelated kinematic models is explained. The general structure of the mathematical description of working process, which is set using the basic equation of hydraulic machines and the energy balance equation, is presented. As well as a block-diagram of the mathematical description of the working process of the reversible of operation is shown.

Key words: storage plant, the flowing part, turbine mode, mathematical model, kinematic model, the balance of energies.

Influence of transfer mediums input conditions on power characteristics of the vortex chamber pumps [Text] / **D. O. Syomin, A. S. Rogovyi** // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydrounits. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2015. – № 3 (1112). – P. 130–136. – Bibliogr.: 15.

On the basis of a design of experiments methods on a mathematical model the optimization of input conditions of transfer mediums in vortex chamber pump is made, thanks to losses by strike of miscible flows are reduced. At carrying out of numerical experiment the factors having the greatest influence on the pump characteristics - the area of input axial channels and radius have been chosen. The relative degree of efficiency of a construction vortex chamber pump with the introducing of a transfer flow through an annular channel is obtained on 9 % greater, than at suction through an axial channel arranged on an axis of the vortex chamber. The dependence of relative mean vacuum gage pressure in an input axial channel into the vortex chamber from a relative radius of the chamber and relative area of an input channel are plotted. At realization of numerical experiment the factors were selected, which one essentially influences pumping characteristics (relative radius and relative area of input axial channels). Other geometrical parameters of the pump did not vary, on the assumption of their best values, obtained by optimization vortex chamber pumps. Adequacy of the received decisions was checked by comparison of flows calculated data to experimental data. The expediency of use SST turbulence model is confirmed at the description of the limited swirling flows.

Keywords: vortex chamber pump, input condition, loss by strike, numerical calculation, energy parameters, velocity profile.

About some developments VNIIGidroprivod, made by graduates of faculty «Hydraulic machines»» [Text] / G. A. Avrunin // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydrounits. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2015. – № 3 (1112). – P. 137–141. – Bibliogr.: 6. A brief overview of some of the scientific and technical work of department of designing of pumps of All-Union scientific research institute of industrial hydrodrives and hydroautomatics performed by graduates of the department "Hydraulic machines" of National Technical University "HPI". One of the most important research works was to develop methods for determining the minimum speed motor by measuring fluctuations of volume loss when changing the angular position of the shaft, allow to estimate real opportunities motors and identify ways to reduce the speed. Creating a distribution for radial piston hydraulic motor single (eccentric) action principle with hydrostatic unloading of construction to the possibility of upgrading the motors of this type (MRF-25/M1) produced up to now. The most significant achievement of recent years is the development of hydraulic radial piston transmission with balls-piston type GOP-900, providing high speed and thermal characteristics.

Keywords: volume hydrodrive, hydrostatic transmission, hydraulic motors, frequency of rotation, power loss.

3MICT

Гідравлічні машини та гідроагрегати

ЧЕРКАШЕНКО М.В., ПОЛУШКИН К.А. Синтез гидропневмоагрегатов с	
параллельными алгоритмами работы	3
РУСАНОВ А.В., ХОРЕВ О.Н., ЛИННИК А.В., СУХОРЕБРЫЙ П.Н. Влияние	
простого окружного навала лопастей рабочего колеса осевой гидротурбины ПЛ20	
на гидродинамические характеристики проточной части	8
ГНЕСИН В.И., КОЛОДЯЖНАЯ Л.В., КОЛЕСНИК А.А. Влияние относительного	
окружного расположения статоров на аэроупругое повеление лопаточного вениа в	
полуторной компрессорной ступени.	13
<i>ГУБАРЕВ О.П., ГАНПАНЦУРОВА О.С., БЄЛІКОВ К.О.</i> Врахування ходу	
штовхача в метолиці розрахунку теплогілравлічного приволу позиціонування	
приймача геліостанції	23
РЫКУНИЧ Ю.Н., ФЕЛОРИЧКО Я.Б., ЗАЙОНЧКОВСКИЙ Г.И.,	
БАРИЛЮК Е.И. Увеличение ресурса и повышение эксплуатационной належности	
малогабаритных пневматических клапанов с лвухпозиционным поляризованным	
электромагнитным приводом	30
ПОТЕТЕНКО О.В. КРУПА Е.С. К вопросу учета лиффузионного переноса	
момента импульса и трансформации его энергии в энергию импульса и, наоборот.	
при моделировании турбулентных потоков	37
ЛУРЬЕ З.Я., ЦЕНТА Е.Н. Синтез мехатронных гидроагрегатов для динамической	
компенсации колебаний	45
<i>МИРОНОВ К.А.</i> Особенности течения жидкости в низконапорных	
радиально-осевых гидротурбинах	53
ШЕВЧЕНКО Н.Г., ШУЛРИК А.Л. Численное молелирование потока вязкой	
жидкости в ступени погружного центробежного насоса	59
<i>МАРАХОВСКИЙ М.Б., ГАСЮК А.И.</i> Прогнозирование энергетической	
характеристики турбобура	68
ФАТЕЕВА Н.Н. К вопросу проектирования аксиально-поршневых насосов с	
клапанно-щелевым распределением	72
АНЛРЕНКО П.М., ЛМИТРІЄНКО О.В. Стохастична математична молель	
мехатронного модуля руху	76

ИВАНИЦКАЯ Е.П. Моделирование переходных процессов гидропривода технологического оборудования	86
БОНДАРЕНКО А.В., ГРИШИН А.М., ЧЕБАН О.Н. Теоретические исследования обтекания решеток профилей осевых гидротурбин и оценка уровня лопастных пульсаций давления.	93
<i>СТРУТИНСЬКИЙ С.В.</i> Газодинамічні процеси у вузлах високообертового пневмошпинделя на аеростатичних опорах із турбінним приводом, призначеного для застосування в багатокоординатному технологічному обладнанні з паралельними кінематичними структурами	100
<i>ТАРАСЕНКО Т.В., РОМАНЕНКО В.Г., БАДАХ В.Н.</i> Возникновение кавитации в объемном насосе.	112
<i>СИВАШЕНКО Т.І., КОШКІН Ю.А., МОСТОВИЙ М.В., ЛАПЕНКО Р.І.</i> Паливовимірювальна система з диагностикою стану паливних агрегатів та конструктивних елементів.	121
ДРАНКОВСКИЙ В.Э., РЕЗВАЯ К.С. К расчету гидродинамических характеристик высоконапорной обратимой гидромашины в турбинном режиме работы на основе математического описания ее рабочего процесса	125
<i>СЬОМІН Д.О., РОГОВИЙ А.С.</i> Вплив умов входу середовища, що перекачується, на енергетичні характеристики вихрекамерних насосів	130
АВРУНИН Г.А. О некоторых разработках ВНИИГидропривод, выполненных выпускниками кафедры «Гидравлические машины»	137
РЕФЕРАТИ	142
РЕФЕРАТЫ	147
ABSTRACTS	152

CONTENTS

Hydraulic machines and hydrounits

CHERKASHENKO M.V., POLUSHKIN K.A. Synthesis of hydropneumounits with parallel algorithms of work.	3
RUSANOV A.V., KHORYEV O.N., LYNNYK A.V., SUKHOREBRYI P.N. The influence of the simple circular offset of the runner blades in Kaplan turbine PL20 upon hydrodynamic characteristics of the flow part.	8
<i>GNESIN V.I., KOLODYAZHNAYA L.V., KOLESNYK A.A.</i> The influence of the relative circumferential position on the stator aeroelastic behavior of the blade row in a semi compressor stage.	13
<i>GUBAREV O.P., GANPANTSUROVA O.S., BELIKOV K.O.</i> Consideration move the pusher in the method of calculation of thermal-hydraulic actuator positioning receiver solar pump.	23
RIKUNICH J.N., FEDORICHKO J.B., ZAJONCHKOVSKIJ G.I., BARILYUK E.I. Increasing life time and service reliability of compact pneumatic valves with two- positioned electromagnetic drive.	30
POTETENKO O.V. , KRUPA E.S. On the question of taking into account the diffusion of angular momentum transport and transformation of its energy in the pulse energy and vice versa in the simulation of turbulent flows.	37
<i>LURYE Z.Ya., TSENTA E.N.</i> The synthesis of mekhatronic hydraulic units for dynamic compensation of fluctuations.	45
MIRONOV K.A. Features of fluid flow in the low-head Francis turbines	53
<i>SHEVCHENKO N.G., SHUDRYK O.L.</i> Numerical simulation of the flow of a viscous fluid in stage submersible centrifugal pump	59
MARAKHOVSKY M.B., GASYUK A.I. Forecasting energy characteristics of the turbodrill	68
<i>FATIEIEVA N.N.</i> To question of designing of axial-piston pumps with valve-slit distribution.	72
ANDRENKO P.M., DMITRIENKO O.V. Stochastic mathematical model of the mekhatronic module of motion	76
<i>IVANITSKA E.P.</i> Simulation of transient hydraulic drive technological equipment	86

BONDARENKO A.V., GRISHIN A.M., CHEBAN O.N. Theoretical studies of flow airfoil cascades Kaplan turbines and assessment of the level of blade pressure pulsations.	93
<i>STRUTINSKIY S.V.</i> Gasdynamic processes in high-speed pneumatic spindle nodes on aerostatic bearings of the turbine drive designed for use in a multi technological equipment with parallel kinematic structures.	100
TARASENKO T.V., ROMANENKO V.G., BADAH V.N. Cavitation in volumetric pump	112
<i>SIVASHENKO T.I., KOSHKIN Y.A., MOSTOVIY M.V., LAPENKO P.I.</i> Fuel measurement system with diagnostics of the state of fuel aggregates and structural elements	121
DRANKOVSKIY V.E., REZVAYA K.S. To calculation of the hydrodynamic characteristics of the high-pressure reversible hydraulic machines in the turbine mode of the operating on the basis of mathematical description of its working process	125
<i>SYOMIN D.O., ROGOVYI A.S.</i> Influence of transfer mediums input conditions on power characteristics of the vortex chamber pumps	130
<i>AVRUNIN G.A.</i> About some developments VNIIGidroprivod, made by graduates of faculty «Hydraulic machines»	137
ABSTRACTS	142

НАУКОВЕ ВИДАННЯ

ВІСНИК НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНІЧНОГО УНІВЕРСИТЕТУ «ХПІ»

Збірник наукових праць

Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати

№ 3 (1112)

Науковий редактор д-р техн. наук, проф. М.В. Черкашенко Технічний редактор канд. техн. наук, доц. Н.М. Фатеева

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 № 5-15.

Підписано до друку 30.01.2015 р. Формат 60×901/8. Папір офсетний 80г/м². Друк цифровий. Умов. друк. арк. 8,0. Обл.-вид. арк. 8,75. Наклад 300. Зам. № . Ціна договірна.

Надруковано