





Hydraulic machines and hydrounits

Гідравлічні машини та гідроагрегати

45'2015

Bulletin of NTU «KhPI» Вісник НТУ «ХПІ» 130-річчю Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут» Присвячується

MINISTRY OF EDUCATION AND SCIENCE OF UKRAINE National technical university «Kharkiv politechnik institute» МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАІНИ Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут»

BULLETIN

OF NATIONAL TECHNICAL UNVERSITY «KhPI»

Series: Hydraulic machines and hydrounits

№ 45 (1154) 2015

Collection of scientific papers

The edition was founded in 1961

ВІСНИК

НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНІЧНОГО УНІВЕРСИТЕТУ «ХШ»

Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати

№ 45 (1154) 2015

Збірник наукових праць

Видання засноване у 1961 р.

Kharkiv NTU «KHPI», 2015 Харків НТУ «ХПІ», 2015 Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Збірник наукових праць. Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Х.: НТУ «ХПІ». – 2015. – № 45 (1154). – 122 с. – ISSN 2411-3441.

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

Збірник виходить українською, англійською та російською мовами

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, чл.-кор. НАН України (голова);
- К. О. Горбунов, канд. техн. наук, доц. (секретар);
- А. П. Марченко, д-р техн. наук, проф.; Є. І. Сокол, д-р техн. наук, 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 НАН України;
- А. В. Русанов, д-р техн.наук, чл.-кор. НАН України; О. В. Потетенко, канд.техн.наук, проф.;
- К. В. Савел'єв, засл.діяч промисловості України; М. С. Степанов, д-р техн.наук, проф.;
- М. О. Тарасенко, канд.техн.наук, проф.; О. Л. Шубенко, д-р техн.наук, чл.-кор. НАН України.

Рекомендовано до друку Вченою радою НТУ «ХПІ». Протокол № 9 від 30 жовтня 2015 р.

Вісник Національного технічного університету «ХПІ» Серія: «Гідравлічні машини та гідроагрегати» ISSN 2411-3441 — включено у довідник періодичних видань бази даних: Google Scholar; Scientific Indexing Services (Texas, USA); Ulrich's Periodicals Directory (New Jersey, USA).

© Національний технічний університет «ХПІ», 2015

FUNDAMENTALS

ФУНДАМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ

УДК 621.225

М. В. ЧЕРКАШЕНКО, Т. С. САЛЫГА, А. Н. ФАТЕЕВ, Н. Н. ФАТЕЕВА, Л. Р. РАДЧЕНКО

ПОЗИЦИОННЫЕ ГИДРОПНЕВМОАГРЕГАТЫ

Описаны принципы дискретного и дискретно-аналогового управления гидропневмоагрегатов технологического оборудования. Могут быть использованы при разработке регуляторов поворота лопастей направляющего аппарата гидрооборудования турбин, в гидроагрегатах кузнечно-прессового оборудования, в гидропневмоагрегатах металлорежущих станков и промышленных роботов и других объектов автоматизации. Приводят к построению схем, обеспечивающих высокую точность позиционирования, минимальные аппаратурные затраты, таким образом имеющих существенные преимущества.

Ключевые слова: гидропневмоагрегаты, позиционирование, схема, синтез, минимальность, объекты автоматизации.

Введение. Позиционные гидропневмоагрегаты находят широкое использование в объектах автоматизации, таких как гидравлические турбины, пресса, металлорежущие станки, промышленные роботы и др.

Авторы статьи, обобщая современный опыт и используя свои разработки, приводят принципиальные решения синтеза современных систем позиционных гидропневмоагрегатов, работающих в дискретном и дискретно-аналоговом режимах.

Приведенные способы позиционирования целесообразно использовать: при позиционировании гидроагрегата поворота лопаток направляющего поворота аппарата И лопастей гидротурбины; гидроагрегатов позиционирования кузнечнометаллообрабатывающего прессового И оборудования; пневмоагрегатов прессов, использующихся легкой промышленности, В промышленных роботов и других комбинированных систем

Постановка проблемы. В настоящее время гидропневмоагрегаты играют важную роль в самых разнообразных отраслях техники. Потребность в устройствах, более дешевых, чем электроприводы и гидроагрегаты, а также необходимость создания взрывобезопасных систем для химических производств и систем не чувствительных к радиации, привели к развитию пневмоагрегатов.

Активному внедрению пневмоагрегатов в промышленность способствует относительная простота конструкции и эксплуатации, большой срок службы, надежность работы в низком диапазоне условиях большой влажности. температур В запыленности и радиации окружающей среды, пожаро- и взрывобезопасность и др. Гидроагрегаты, в свою очередь, позволяют увеличить точность позиционирования исполнительных устройств получить большие усилия.

К весьма важным показателям эксплуатационных свойств гидропневмоагрегатов относится диапазон регулирования, работоспособность широком в изменения интервале температуры, а также возможность пропорционального управления исполнительными механизмами машин, которая заключается в плавном регулировании положения золотника управляющего распределителя. Для решения этой задачи, в частности, предлагается

использовать пропорциональные распределители, обеспечивающие плавное регулирование расхода независимо от нагрузки.

Применение в гидропневмоагрегатах распределителя с пропорциональным управлением и обратной связью по нагрузке позволяет уменьшить энергетические потери и, как следствие – уменьшить затрату топлива, увеличить срок эксплуатации и ресурс гидроаппаратов, уменьшить габариты и вес гидропневмоагрегата, позволяет плавно регулировать скорость перемещения исполнительных органов.

Поэтому синтез комбинированных электронногидравлических, электронно-пневматических, электронно-пневмогидравлических и пневмогидравлических агрегатов является важной задачей для современного машиностроения.

Для управления гидропневмоагрегатами технологического оборудования, в т. ч. гидравлических турбин, станков, прессов, литейных машин, автоматических манипуляторов и др., используются средства позиционирования, построенные на дискретном и дискретно-аналоговом принципах. Это относится как к пневматическим, так и гидравлическим системам управления.

Результаты исследований. В данной статье мы опишем способы дискретного и дискретноаналогового управления гидропневмоагрегатов, а также их использование в системах гидропневмоагрегатов объектов автоматизации.

регулирования гидропневмоагрегатов Лпя используется дроссельный и объемный обычно способы регулирования скорости движения Сравнительные исполнительных механизмов. способов показатели данных регулирования общеизвестны: низкий КПД дроссельного y регулирования, самый высокий – V объемного регулирования.

Значительным прогрессом стало использование в гидропневмоагрегатах аппаратов с пропорциональным управлением. Подобные системы позволили управлять средствами электроники такими параметрами гидропневмоагрегатов, как давление, расход и направление потока рабочей жидкости. Подобные системы позволяют регулировать расход, изменяя площадь проходного сечения кромки распределителя, пропорционально электрическому сигналу поступающему на магнит.

© М. В. Черкашенко, Т. С. Салыга, А. Н. Фатеев, Н. Н. Фатеева, Л. Р. Радченко, 2015

Ha рис. 1 дан пример типовой схемы гидроагрегата с клапанами с пропорциональным Распределитель управлением [1]. с пропорциональным управлением управляется электрическим сигналом. Этот сигнал изменяет величину расхода и направление потока рабочей жидкости. Скорость перемещения исполнительного органа изменяется за счет изменения расхода. Второй сигнал **VПравления** воздействует на предохранительный клапан с пропорциональным управлением. Этим сигналом можно постоянно настраивать нужное давление. Распределитель с пропорциональным управлением выполняет функцию регулирования расхода и регулирования направления движения рабочей жидкости.



Рис. 1 – Принципиальная схема гидропневмоагрегата подачи с пропорциональными клапанами

Клапаны с пропорциональным управлением управляются электрическими сигналами, поэтому, не прерывая работу объекта, можно: с помощью пропорционального предохранительного клапана использовать более низкий уровень давления в режимах уменьшенной нагрузки (например, остановка что позволяет экономить полачи). энергию; осуществлять плавный старт и торможение каретки полачи с помошью пропорционального распределителя.

Все настройки пропорциональных клапанов осуществляются автоматически, т. е. без вмешательства оператора.

На рис. 2 показано направление движения сигналов в системе с пропорциональным управлением. Сигнал подается на электронный усилитель. Усилитель преобразует ток (входной сигнал) в ток (выходной сигнал). Ток воздействует на пропорциональный электромагнит. Пропорциональный электромагнит перемещает клапан. Исполнительный элемент преобразует энергию жидкости в кинетическую энергию.

Напряжение может иметь бесконечное множество значений, соответственно скорость и усилие исполнительного элемента могут настраиваться в широких пределах.

На рис. 3 показана организация пропорционального управления от микропроцессорного контроллера.

Гидропневмоагрегаты, благодаря своей высокой удельной мощности, имеют небольшой вес и требуют для размещения небольшое пространство. Они обеспечивают быстрое и точное управление перемещениями с большими энергиями и усилиями.

Сочетание преимуществ гидравлических и пневматических устройств в комбинированных пневмогидравлических агрегатах позволяют широко использовать их в различных отраслях хозяйства.

Рассмотрим пример синтеза пневматической системы управления. Структурная организация системы гидропневмоагрегатов и схема позиционирования представлены, как пример, на рис. 4, *a*–*б* [2, 3].



Рис. 2 – Пропорциональное управление гидропневмоагрегатом



Рис. 3 – Пропорциональное управление гидропневмоагрегатом:

 каркас; 2 – блок питания; 3 – микропроцессорный модуль; 4 – аналого-цифровой преобразователь;
 5 – цифро-аналоговый преобразователь

На рис. 4, a блок совпадений 1 служит для формирования множества V условий, любое из которых функционально зависит от удлиненных некоторыми сигналами из множества Y условий из E.

Блок разделений включений 3 содержит элементы V и используется при включении одного элемента памяти (ЭП) разными наборами из множества U для разных программ работы системы.

Блок разделений включений 4 содержит элементы V и используется в случае нескольких программ работы, которые приводят к появлению различного числа внутренних состояний для каждой программы.

Выходной блок 6 содержит элементы V, а также пневмо- или гидрораспределители, которые направляют рабочую среду в исполнительные устройства 7. В рассмотренной структуре, в отличие от стандартной позиционной структуры, сигналы от входного блока совпадений 1 или от блока совпадений 2 подаются непосредственно в выходной блок разделений 6, тогда как в стандартной структуре в выходной блок подаются сигналы от блока памяти.

Гидравлический (пневматический) агрегат (рис. 4, б) содержит напорную 1 и сливную 2 линии, цилиндр 3, установленный в нем с образованием рабочих полостей 4 и 5 поршень 6, два трехлинейных двухпозиционных управляемых распределителя 7 и 8, дроссели 9-11 и систему программного управления, включающую управляющее устройство 12, датчик 13 перепада давлений в рабочих полостях 5 и 4, датчик 14 положения штока 15. При этом управляющее устройство 12 подключено к управляющим входам 16, 17 распределителей 7, 8. Кроме того, агрегат снабжен подпружиненными клапанами 18-21,

параллельно подключенными к сливной линии 2 каждого распределителя 7 и 8, их управляющие входы 22–25 связаны с управляющим устройством 12. Каждый из распределителей 7, 8 и клапанов 18–21 со стороны соответствующей пружины 26, 27 и 28–31 снабжены управляющим входом соответственно 32, 33 и 34–37 аварийной остановки, которые подключены к каналу 38. Дроссели 9–11 установлены в линиях 39–41 входа клапанов 18–20, при этом число дросселей 9–11 на один меньше числа клапанов 18–21, а эффективные площади дросселей 9–11 выбираются по формуле

$$f_{j} = \frac{f_{p}f_{k}}{\sqrt{(f_{p}^{2} + f_{k}^{2})(2^{2(n-j)} - 1)}},$$

где f_p и f_k – соответственно эффективные площади распределителей и клапанов; n – число клапанов; j = 1, 2, ..., n - 1 – порядковый номер клапана и соединенного с его входом дросселя.

Гидропневмоагрегат работает следующим образом. В исходном положении управляющие сигналы на входах 16, 17 и 22–25 отсутствуют, рабочие полости 4, 5 перекрыты и поршень 6 со штоком 15 неподвижны. По заложенной в управляющее устройство 12 программе управления на входах 16, 17 и 22–25 появляются сигналы.

При движении поршня 6, например, вправо по рис. 4, б, управляющий сигнал поступает на вход 16 распределителя 7, который, переключаясь, сообщает рабочую полость 4 с напорной линией 1, а также на те управляющие входы 22-25 клапанов 18-21, камеры которых определены управляющим устройством 12 по программе для обеспечения заданного закона движения. среда из полости 5 поступает через Рабочая распределитель 8 и в те из дросселей 9-11, клапаны которых переключились 18 - 20сигналу. по поступившему на их управляющие входы 22-24. В процессе перемещения штока 15 основные параметры контролируются датчиками 13, 14, информация от которых поступает на управляющее устройство 12. По заложенному алгоритму и программе управления движением устройство 12 обрабатывает поступившую информацию и выдает управляющие сигналы, переключающие соответствующие клапаны 18-21. При этом происходит изменение конфигурации сливной линии 2, а, следовательно, изменяется также и проводимость линии 2.

Регулируя, таким образом, количество рабочей среды, находящейся в полости 5, в конечном счете, можно управлять параметрами движения агрегата. Для обеспечения удобства регулирования эффективные площади дросселей 9-11 должны быть выбраны таким различных чтобы образом. лля комбинаций управляющих сигналов и соответствующих ИМ переключений клапанов 18-21 можно было бы получить наиболее равнодискретное изменение проводимости линии 2. Выбор числа клапанов 18-21 определяется требованиями к точностным характеристикам агрегата. Чем больше число клапанов 18-21, тем более плавно может регулироваться величина расхода и выше точность гидропневмоагрегата.



Рис. 4 – Структурная организация гидропневмоагрегатов: *а* – структурная организация; *б* – схема позиционирования

Двоичное кодирование управляющих сигналов представляет большое удобство при использовании цифровой вычислительной техники в качестве управляющего устройства 12, поскольку упрощает ее стыковку с управляемыми объектами, исключая необходимость установки цифроаналоговых преобразователей.

При возникновении аварийной ситуации по команде оператора либо устройства 12 управляющий сигнал поступает на управляющие входы 32, 33 и 34–37. Под действием усилия пружин 26, 27 и 28–31 независимо от наличия управляющих сигналов в противоположных им

входах 16, 17 или 22-25, происходит установка распределителей 7, 8 и клапанов 18-21 в исходное положение. При этом осуществляется торможение и последующая остановка поршня 6 со штоком 15. Аналогичным образом работает агрегат при движении поршня 6 влево по рис. 4, б. Однако при этом переключается распределитель 8, а распределитель 7 остается в исходном положении. Таким образом, предлагаемое конструктивное выполнение гидропневмоагрегата позволяет осуществлять цифровое регулирование проводимости сливной линии в ее широком диапазоне самым улучшить И тем динамические характеристики агрегата.

Конструктивное выполнение гидропневмоагрегата позволяет осуществлять цифровое регулирование проводимости сливной линии в ее широком диапазоне и тем самым улучшить динамические характеристики гидропневмоагрегата.

Для примера использования воспользуемся уравнениями, описывающими схему работы автоматического манипулятора [4], построенного с использованием методов [5, 6]:

$$S = x_1; R = x_7; \overline{z}_1 = yx_4; z_2 = x_3y; \overline{z}_2 = x_6y; z_3 = x_5y$$

С использованием схемы позиционирования (рис. 4, δ) имеем схему пневмоагрегата промышленного робота, представленную на рис. 5.



Рис. 5 – Схема пневмоагрегата манипулятора

Выводы. Таким образом, для управления гидропневмоагрегатами можно использовать как системы, основанные на пропорциональном управлении,

так системы, состоящие И ИЗ нескольких дискретных клапанов с различным условным проходом. Предложенные структура и способы проектирования, построенные на принципах дискретного управления, имеют важные преимущества, так как синтезированные схемы простейшую содержат дискретную гидропневмоаппаратуру. Пропорциональное **управление** требует использование сложных пропорциональных и слеляших гидропневмоаппаратов.

Список литературы: 1. Scholz D. Proportional hydraulics. – Festo Didactic KG, D-73734 Esslingen, 1996. – 126 р. 2. Устройство микрокоманд для систем пневмо- и гидроприводов : а.с. 1166064 : СССР, МПК⁴G05B19/40 / М. В. Черкашенко, Ю. И. Келлерман, А. И. Кудрявцев [и др.] (СССР). – № 3632972/24–24 ; заявл. 30.05.83 ; опубл. 07.07.85, Бюл. № 25. – 3 с. 3. Гидравлический (пневматический) привод : а.с. 1399533 : СССР, МПК⁴F15B21/02 / В. М. Бельферман, М. В. Черкашенко , А. И. Кудрявцев [и др.] (СССР). – № 4086753/25–06 ; заявл. 09.07.86 ; опубл. 30.05.88, Бюл. № 20. 4. Черкашенко М. В. Автоматизація проектування систем гідро- і пневмоприводів з

дискретним управлінням / *М. В. Черкашенко.* – Х. : HTУ «XIII», 2001. – 182 с. **5.** *Cherkashenko M.* Synthesis of discrete control systems of industrial robots / *M. Cherkashenko [et al]* // Automation and Remote Control (USA). – 1981. – V. 42, № 5. – Р. 676–680. **6.** *Cherkashenko M.* Synthesis of schemes of hydraulic and pneumatic automation / *M. Cherkashenko* // International Fluid Power Symposium in Aachen. – Germany,

20-22 March 2006. - Fundamentals. The report № 1. - P. 147-154.

Bibliography (transliterated): 1. Scholz, D. Proportional hydraulics. -Festo Didactic KG, D-73734 Esslingen, 1996. Print. 2. Cherkashenko, M. V., et al. Ustrojstvo mikrokomand dlja sistem pnevmoi gidroprivodov. USSR Patent, A. s. 1166064 (MPK⁴G05B19/40). 7 July 1985 3. Cherkashenko, M. V., Gidravlicheskii Print. et al. (pnevmaticheskij) privod. USSR Patent, A. s. 1399533 (MPK⁴F15B21/02). 30 May 1988. Print. 4. Cherkashenko, M. V. Avtomatyzacija proektuvannja system gidro- i pnevmopryvodiv z dyskretnym upravlinnjam. Kharkiv : NTU «KhPI», 2001. Print. 5. Cherkashenko, M., et al. "Synthesis of discrete control systems of industrial robots." Automation and Remote Control (USA). No. 42.5. 1981. 676-680. Print. 6. Cherkashenko, M. "Synthesis of schemes of hydraulic and pneumatic automation." International Fluid Power Symposium in Aachen. Germany, 20-22 March 2006. No. 1. 147-154. Print.

Поступила (received) 05.09.2015

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

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

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

Салыга Тимофей Сергеевич – кандидат технических наук, ведущий инженер Объединения предприятий, корпорации «Гидроэлекс»; г. Харьков, тел.: (057) 706-39-35; (057) 392-41-19; e-mail: timass@mail.ru.

Salyha Timofii Serheevych – Candidate of Technical Sciences (Ph. D), Chief engineer of HYDROELEKS Corporation, Kharkov; tel.: (057) 706-39-35; (057) 392-41-19; e-mail: timass@mail.ru.

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

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

Фатеева Надежда Николаевна – кандидат технических наук, доцент, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», доцент кафедры «Гидравлические машины», г. Харьков; тел.: (057) 7076646; e-mail: gmntukhpi@gmail.com.

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

Радченко Лариса Рудольфовна – Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», научный сотрудник кафедры «Гидравлические машины», г. Харьков; тел.: (066) 098-02-16; e-mail: lrad@ukr.net.

Radchenko Larysa Rudolfovna – National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Research Officer at the Department of "Hydraulic machines", Kharkov; tel.: (066) 098-02-16; e-mail: lrad@ukr.net.

А. В. РУСАНОВ, О. Н. ХОРЕВ, А. В. ЛИННИК, П. Н. СУХОРЕБРЫЙ, Д. Ю. КОСЬЯНОВ

ЧИСЛЕННОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕЧЕНИЯ ЖИДКОСТИ В ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ГИДРОТУРБИНЫ ПЛ20 КРЕМЕНЧУГСКОЙ ГЭС

Представлены результаты расчетного исследования пространственного вязкого течения жидкости в проточной части осевой поворотнолопастной гидротурбины ПЛ20 Кременчугской ГЭС. Моделирование течения выполнено на основе численного интегрирования уравнений Рейнольдса с дополнительным членом, содержащим искусственную сжимаемость. Для учета турбулентных эффектов применена двухпараметрическая модель турбулентности Ментера (SST). Расчеты проведены с помощью программного комплекса *IPMFlow*. Дан анализ структуры потока, осредненных параметров и потерь энергии во всех элементах проточной части гидротурбины при максимальном угле установки лопасти рабочего колеса $\varphi = 35^\circ$.

Ключевые слова: численное моделирование, вязкое течение, проточная часть, осевая гидротурбина, потери энергии, пограммный комплекс.

Введение. В статье представлены результаты дальнейших расчетных исследований пространственного вязкого течения жидкости в элементах проточной части (ПЧ) осевой поворотнолопастной гидротурбины ПЛ20 Кременчугской ГЭС. В работе [1] рассмотрена структура течения при оптимальном угле установки лопасти рабочего колеса (РК) $\phi = 15^{\circ}$, а в данной статье – при максимальном угле $\phi = 35^{\circ}$.

Расчеты проведены с помощью программного комплекса *IPMFlow*, разработанного в ИПМаш НАН Украины.

1. Объект исследования. В гидротурбине Кременчугской ГЭС применена спиральная камера (СК) с трапецеидальными меридиональными сечениями развитыми вниз и углом охвата в плане $\varphi_{cn} = 180^\circ$. Решетка статора имеет 17 колонн, включая зуб спирали. В спиральной части камеры применяется форма профиля колонны небольшой положительной кривизны, а в открытой части камеры – установлены еще четыре различные формы колонн. Расчетные исследования течения жидкости в спиральной камере проводились совместно с решеткой статора.

Радиальный направляющий аппарат (НА) состоит из 32 симметричных лопаток УІІ-32-2 высотой $b_0 = 0, 4D_1$, с диаметром расположения осей поворота лопаток $D_0 = 1,1625D_1$. Рабочее колесо (РК) ПЛ 20/3271у-В имеет диаметр втулки $d_{\rm BT} = 0,37D_1$ и число лопастей $z_1 = 4$. Отсасывающая труба выполнена с коленом типа 4A и габаритными размерами: $h = 1,915D_1$ (высота), $l = 4,1D_1$ (длина). Вид элементов проточной части представлен на рис. 1.



Рис. 1 – Исследуемая проточная часть гидротурбины: *a* – спиральная камера и решетка статора; *б* – решетки НА и РК; *в* – отсасывающая труба

2. Математическая Условия модель. выполнения расчетов. Исследования выполнены с программного комплекса IPMFlow, помошью пространственные позволяющего моделировать вязкие течения несжимаемой жидкости в проточных частях гидротурбин на основе численного уравнений интегрирования Рейнольдса с дополнительным членом, содержащим искусственную сжимаемость. Для учета турбулентных эффектов применяется дифференциальная двухпараметрическая модель SST Ментера. Численное интегрирование уравнений проводится помощью с неявной квазимонотонной схемы Годунова второго порядка точности по пространству и времени. Подробное описание математической модели и численного метода представлено в работах [2, 3], а результаты апробации программы для ПЛ гидротурбин – в [4].

Дискретизация исследуемой проточной части выполнена с помощью неструктурированной сетки с шестигранными ячейками с общим числом ячеек 4,418 млн: спиральная камера с решеткой статора – 2,840 млн, один межлопаточный канал в решетке НА – 456 тыс., один межлопастной канал в решетке РК – 622 тыс., отсасывающая труба – 500 тыс.

Условия, задаваемые на границах расчетной области:

на входе в спиральную камеру – вектор скорости потока, соответствующий необходимому расходу;

© А. В. Русанов, О. Н. Хорев, А. В. Линник, П. Н. Сухоребрый, Д. Ю. Косьянов, 2015

на стенке – условие прилипания (скорость равна нулю);

на выходе – статическое давление $P_{ct} = 100$ кПа.

Численные исследования проведены для модели с диаметром РК $D_1 = 1$ м и напоре H = 1 м при максимальном значении угла установки лопасти РК $\varphi_{\pi} = 35^{\circ}$ для пяти положений открытия НА (a_0) и соответствующих им значениях приведенного расхода и частоты вращения, определенных по универсальной характеристике ПЛ 20/3271у-В-46 (табл. 1).

Таблица 1 – Режимные параметры при расчетных исследованиях

Параматри	Режимы				
параметры	1	2	3	4	5
<i>a</i> ₀ , мм	70,65	73,91	76,09	78,26	81,52
<i>Q</i> _I , л/с	1980	2131	2240	2364	2560
n_1' , мин ⁻¹	120,8	131,9	140,0	149,3	164,0
КПД, %	83,0	82,7	81,8	80,5	76,8

Результаты расчетного исследования 3. течения жидкости в проточной части. Расчетное спиральной исследование течения в камере проводилось совместно с решеткой статора, состоящей из 17 колонн статора, для 5 расчетных режимов. Была использована та же расчетная сетка, что и при исследованиях в работе [1]. Анализ полученных результатов при разных расходах показал, что структура течения в характерных сечениях СК не зависит от режима, а значения абсолютной скорости V и ее составляющих: окружной V_u , радиальной V_r и осевой V_z пропорциональны расходу.

Результаты обтекания колонн статора для $Q_{\rm I}^{'} = 2560 \; {\rm л/c}$ максимального значения расхода приведены на рис. 2. Как видно из рисунка, более благоприятная картина наблюдается при обтекании девяти колонн, расположенных в спиральной части ударные камеры. Здесь меньше потери, а гидродинамический след за колоннами незначительный. В открытой части камеры, где установлены четыре различных типа колонн, обтекание хуже. Значение скорости потока на спинке профиля резко изменяется, а за колоннами присутствует развитый гидродинамический след больший, чем при оптимальном значении расхода $Q_{\rm I}^{\prime} = 1117.9 \, {\rm m/c} \, [1].$

Распределение осредненных по высоте канала значений абсолютной скорости, ее составляющих и угла потока α_{cn} на выходе из спиральной камеры после решетки статора на радиусе R = 520 мм при $Q_1^{'} = 2560$ л/с представлены на рис. 3. По углу охвата спирали величина абсолютной скорости практически постоянна, а осевая составляющая близка к нулю.

Окружная и расходная составляющие скорости и угол потока в спиральной части камеры изменяются незначительно, а в открытой части камеры окружная компонента V_u уменьшается, радиальная V_r и угол потока возрастает.



Рис. 2 – Обтекание статорных колонн в среднем по высоте канала сечении при расходе $Q'_{I} = 2560 \text{ л/с}$ (режим 5)

Осредненный угол потока в спиральной части камеры равен $\alpha_{cn} = 38.9^{\circ}$, затем он возрастает до 76°.



Рис. 3 – Распределение по углу охвата спирали значений скорости, ее составляющих и угла потока за колоннами статора при $Q_{I} = 2560 \text{ л/c}$

Таким образом, структура потока, создаваемая спиральной камерой и статором перед решеткой НА, с увеличением расхода практически не меняется, растут только значения скорости и ее составляющих. Поэтому, при исследовании течения в расчетной области, включающей каналы НА и РК, были приняты такие же значения углов потока на входе в расчетную область, как и при расчетах с углом установки лопасти РК $\phi = 15^{\circ}$ [1]. Для диапазона углов охвата спиральной камеры ϕ_{cn} от 0 до 180° угол потока принят $\alpha_{n1} = 38,9^{\circ}$, для диапазона 180°–270° угол $\alpha_{n1} = 57,7^{\circ}$ и углах 270°–360° принят $\alpha_{n1} = 73,3^{\circ}$.

На рис. 4 представлено распределение скорости в области НА в среднем по высоте канала сечении при различных углах натекания потока для трех расчетных режимов. Наиболее благоприятное обтекание лопаток на всех пяти режимах наблюдается при угле натекания потока $\alpha_{n1} = 57,7^{\circ},$ худшее – при $\alpha_{n1} = 38,9^{\circ}$, соответствующему углу потока, создаваемому спиральной частью камеры. Т. е., при увеличении открытия НА и расхода, растет угол атаки на 16 лопатках, расположенных в области спиральной части камеры. Это приводит к ухудшению обтекания, появлению отрывов потока на лопатках и повышению потерь энергии в НА.

Гідравлічні машини та гідроагрегати



Рис. 4 – Распределение скорости в среднем по высоте канала сечении НА при различных углах натекания потока: a -режим 1 ($Q'_{I} = 1980$ л/с); $\delta -$ режим 3 ($Q'_{I} = 2240$ л/с); s -режим 5 ($Q'_{I} = 2560$ л/с)

На рис. 5 приведены значения входных α_{non1} и выходных α_{non2} углов лопатки, а также углы потока за НА α_{n2} для разных открытий. Углы потока за решеткой НА меньше выходного угла лопатки на 1–3°.



Рис. 5 – Геометрические углы лопатки и угол потока за НА

Распределение абсолютной скорости, ее составляющих и относительного угла потока β_{n1} перед РК для 5 режимов работы при угле потока перед НА $\alpha_{n1} = 38,9^{\circ}$, приведено на рис. 6. Эти данные необходимы для определения исходных данных при

проектировании и модернизации лопастной системы РК. Как видно из рисунка, распределение абсолютной скорости V по ширине канала достаточно равномерное при всех режимах работы. Окружная составляющая скорости V_и имеет большие значения у втулки, затем плавно уменьшается к середине лопасти и немного повышается к периферии. С увеличением расхода (режим 4 и 5) неравномерность V_u по размаху лопасти возрастает. Распределение осевой (расходной) составляющей скорости V_z по ширине канала равномерное, ее величина плавно повышается от втулки к периферии, а значения растут с увеличением расхода. Радиальная составляющая скорости V_r определяется в первую очередь меридиональной формой канала и ее значения невелики.

Из распределений углов потока β_{n1} перед РК видно, что на всех рассмотренных режимах работы лопасть обтекается с углами атаки. Часть лопасти, прилегающая ко втулке РК, обтекается с положительными углами атаки, а периферийная – с отрицательными. При повышении расхода часть лопасти, обтекаемой с отрицательными углами атаки, увеличивается.



Рис. 6 – Распределение скорости, ее составляющих и углов потока α_{n1} и β_{n1} в сечении перед РК: *a* – абсолютная скорость; *σ* – окружная скорость; *s* – радиальная скорость; *с* – осевая скорость; *д* – относительный угол потока; *е* – абсолютный угол потока

Структура потока перед РК при разных углах натекания потока на решетку НА ($\alpha_{n1} = 38,9^\circ$; 57,7°; 73,3°) для пяти открытий, соответствующих углу установки лопасти $\varphi = 15^\circ$ [1] и для трех открытий при $\varphi = 35^\circ$ практически не меняется. И только для двух открытий (режимы 4 и 5) при $\alpha_{n1} = 38,9^\circ$ характер V_u и угла потока α_1 по ширине лопасти перед РК заметно меняется. На рис. 7 приведены распределения окружной скорости V_u и абсолютного угла потока α_1

перед РК при трех различных углах натекания потока на решетку НА для максимального расхода (режим 5). Как видно, распределения характеристик при углах потока 57,7° и 73,3° почти не отличаются. При угле α_{n1} =38,9° в связи с большим углом атаки и отрывным обтеканием лопатки НА (рис. 4) распределение существенно изменяется количественно и качественно.



Рис. 7 – Распределение скорости и углов потока перед РК при трех различных углах натекания потока на решетку НА (режим 5): *a* – окружной скорости *V_u*; *б* – абсолютного угла потока α₁

На рис. 8 приведена визуализация течения в канале РК на развертках сеточных поверхностей в тангенциальных сечениях для втулочного участка лопасти (10 % b), середины лопасти (50 % b) и на периферии (90 % b) для режима с расходом $Q_1' = 2560$ л/с. Как видно из приведенных результатов, обтекание корневой части лопасти происходит с большими положительными углами атаки, которые уменьшаются с увеличением расхода. В области

входной кромки на вогнутой стороне профиля присутствует область с меньшими значениями скорости, а на выпуклой стороне скорость потока возрастает. Средняя и периферийная части лопасти обтекаются с небольшими углами атаки на всех исследуемых режимах. За выходной кромкой профиля виден гидродинамический след, который имеет большие размеры на периферии лопасти.



Рис. 8 – Распределение относительной скорости в межлопастном канале РК при $Q'_{\rm I} = 2560$ л/с

На рис. 9 приведены распределения абсолютной скорости, ее составляющих и углов потока по ширине канала за РК для пяти расчетных режимов. Значение абсолютной скорости плавно повышается от втулки к периферии и растет с увеличением расхода. Окружная составляющая скорости V_и в области втулки имеет небольшое отрицательное значение (отрицательную закрутку) И повышается к периферии ЛО положительных значений в зависимости от расхода. Изменения распределения осевой составляющей скорости V_z по ширине канала аналогично изменению абсолютной скорости, а ее значения пропорциональны расходу. Значения составляющей V_r мало зависит от режима и определяется в первую очередь формой межлопастного канала (очертаниями обтекателя и

камеры РК). Значение угла потока в относительном движении β_{nor2} на выходе из РК на всех режимах выше лопастного угла $\beta_{non.2}$ по всей ширине канала.

Течение жидкости в отсасывающей трубе для всех исследуемых режимов характеризуется существенной неравномерностью значений скорости. На рис. 10 приведена визуализация течения для двух режимов работы 1 и 5. В вертикальном диффузоре за обтекателем наблюдается вихревой жгут, который глубоко проникает в колено отсасывающей трубы. В колене и в горизонтальном диффузоре имеются застойные зоны, где скорость потока близка к нулю. Эти зоны меняют свое положение в зависимости от режима работы гидротурбины.









a – абсолютная скорость при режиме 1; *б* – абсолютная скорость при режиме 5; *в* – нормальная скорость в выходном сечении, режим 1; *г* – нормальная скорость в выходном сечении, режим 5

В выходном сечении присутствуют области с противотоками с отрицательными значениями расходной составляющей скорости. Максимальные значения скорости потока в выходном сечении трубы наблюдается в левой по ходу движения жидкости и нижней частях горизонтального диффузора.

На рис. 11 приведены расчетные значения потерь в элементах ПЧ, а также суммарных расчетных и экспериментальных потерь в зависимости от расхода. Потери энергии в отдельных элементах проточной части определялись, как разности полных энергий в характерных сечениях на входе и выходе. Суммарные потери в спиральной камере и статоре вычислялись как разность полной энергии на входе в спираль и выходе из статора. Потери в НА рассчитывались путем осреднения результатов при различных углах пропорционально натекания расходу, т. е. $h_{\text{HA}} = 0,5h_{\text{HA1}} + 0,25h_{\text{HA2}} + 0,25h_{\text{HA3}},$ где $h_{\text{HA1}}, h_{\text{HA2}}$ и h_{HA3} – потери в НА при углах потока на входе

 $\alpha_{n1} = 38,9, 57,7$ и 73,3° соответственно.

Потери энергии в спиральной камере и статоре растут с увеличением расхода и при максимальном значении расходе составляют 3,8 %. В решетке НА потери энергии также возрастают с увеличением открытия и достигают значений 4,6 %. В РК для угла установки лопасти $\varphi = 35^{\circ}$ минимальные потери энергии, равные 7 %, получены при $Q_1' = 2300$ л/с.

Расчетные суммарные потери энергии на рис. 11 приведены без учета потерь в отсасывающей трубе. Течение жидкости в трубе при рассматриваемых максимальных режимах имеет сложный пространственный характер с вихревым жгутом и застойными зонами, которые изменяют интенсивность и положение в зависимости от расхода. В настоящее время уточняется методика достоверного определения потерь в отсасывающей трубе.



Рис. 11 – Зависимость потерь от расхода в элементах ПЧ

Минимальные суммарные потери энергии в рассмотренных элементах проточной части с учетом концевых потери в РК ($h_{\rm ku}$), определенных по методике, приведенной в [5], получены при режиме с расходом $Q_1' = 2300$ л/с. Графики распределения расчетных и экспериментальных суммарных потерь имеют сходную форму, но отличаются по значениям.

Выводы. Расчетное исслелование пространственного вязкого течения жидкости в проточной части вертикальной поворотно-лопастной осевой гидротурбины ПЛ 20/3271у Кременчугской ГЭС позволило получить новые данные о структуре потока и потерях энергии при оптимальном угле установки лопасти $\phi = 15^{\circ}$ [1] и максимальном $\phi = 35^{\circ}$, соответствующем номинальной мошности Определена структура потока в характерных сечениях проточной части - перед НА и после него, на входе и на выходе РК. Рассчитанные потери энергии показывают изменение потерь в элементах проточной части в зависимости от расхода, открытия НА и угла установки лопасти. Эти результаты необходимы при разработке совершенствовании новых или существующих НА и РК.

Список литературы: **1.** Русанов А. В. Математическое моделирование течения жидкости и анализ характеристик потока в подводе гидротурбины ПЛ20 Кременчугской ГЭС / А. В. Русанов, А. В. Линник, П. Н. Сухоребрый [и др.] // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Сер.: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. - Х. : НТУ «ХПІ». - 2014. - № 1 (1044). -С. 41-48. 2. Русанов А. В. Численное моделирование течений вязкой несжимаемой жидкости с использованием неявной квазимонотонной схемы Годунова повышенной точности / А. В. Русанов, Д. Ю. Косьянов // Восточ.-Европ. журн. передовых технологий. 2009. – № 5. – С. 4–7. 3. Русанов А. В. Математическое моделирование нестационарных газодинамических процессов в проточных частях турбомашин / А. В. Русанов, С. В. Ершов [Монография]. - Х.: Ин-т пробл. машиностроен. НАН Украины, 2008. - 275 с. 4. Городецкий Ю. В. Анализ рабочего процесса в проточной части осевой гидротурбины на основе численного моделирования пространственного вязкого течения жидкости / Ю. В. Городецкий, Д. Ю. Косьянов, А. В. Русанов [и др.] // Прикладная гидромеханика. - К. - 2012. - Т. 14 (86), № 3. -С. 45-55. 5. Этинберг И. Э. Гидродинамика гидравлических машин / И. Э. Этинберг, Б. С. Раухман. – Л. : Машиностроение, 1978. – 280 c.

Bibliography (transliterated): 1. Rusanov, A. V., et al. "Matematicheskoe modelirovanie techenija zhidkosti i analiz harakteristik potoka v podvode gidroturbiny PL20 Kremenchugskoj GJeS." Visnik Nacional'nogo tehnichnogo universitetu «KhPI». Ser.: Energetichni ta teplotehnichni procesi j ustatkuvannja. No. 1.1044. 2014. 41-48. Print. 2. 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. No. 5. 2009. 4-7. Print. 3. 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. 4. Gorodeckij, Ju. V., et al. "Analiz rabochego processa v protochnoj chasti osevoj gidroturbiny na osnove chislennogo modelirovanija prostranstvennogo vjazkogo techenija zhidkosti." Prikladnaja gidromehanika. Vol. 3. No. 14.86. 2012. 45-55. Print. 5. Jetinberg, I. Je., and B. S. Rauhman. Gidrodinamika gidravlicheskih mashin. Leningrad : Mashinostroenie, 1978. Print.

Поступила (received) 25.09.2015

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

УДК 621.165

В. И. ГНЕСИН, Л. В. КОЛОДЯЖНАЯ, Р. ЖАНДКОВСКИ

ЧИСЛЕННЫЙ АНАЛИЗ НЕСТАЦИОНАРНЫХ НАГРУЗОК И АЭРОУПРУГИХ КОЛЕБАНИЙ ЛОПАТОЧНОГО ВЕНЦА ПОСЛЕДНЕЙ СТУПЕНИ ТУРБОМАШИНЫ С УЧЕТОМ НЕРАВНОМЕРНОГО В ОКРУЖНОМ НАПРАВЛЕНИИ ПРОТИВОДАВЛЕНИЯ

Представлены результаты численного анализа аэроупругого поведения вибрирующего лопаточного венца турбинной ступени в трехмерном потоке идеального газа с учетом неравномерного в окружном направлении распределения давления. Численный метод основан на решении связанной задачи нестационарной аэродинамики и упругих колебаний лопаток в нестационарном пространственном потоке газа через лопаточные венцы последней ступени осевой турбины. Показано, что неравномерное в окружном направлении распределения за рабочим колесом влияет на нестационарные нагрузки и режимы колебаний лопаток.

Ключевые слова: численный анализ, идеальный поток, ступень осевой турбины, автоколебания, связанная задача, нестационарная нагрузка.

Введение. Проблема прогнозирования аэроупругого поведения лопаток и аэроупругой неустойчивости (автоколебания, флаттер, резонансные колебания) приобретает особую важность при разработке высоконагруженных компрессорных и вентиляторных венцов, а также последних ступеней турбин, длинные и гибкие лопатки которых могут быть подвержены этим явлениям [1].

Решение данной проблемы требует разработки новых моделей нестационарного пространственного течения газа, использования современных численных методов, сопоставления теоретических исследований с экспериментальными данными [2, 3].

В последнее время развиты новые подходы для исследования аэроупругого поведения лопаточных венцов в трехмерном потоке идеального [4–6] или вязкого газа [7], основанные на последовательном интегрировании во времени уравнений движения газа и колебаний лопаток с обменом информацией на каждой итерации.

Авторами разработан алгоритм решения связанной задачи с обменом информацией между аэродинамической и упругой задачами, (учет взаимного влияния), который позволяет корректно моделировать нестационарные нагрузки и обмен энергией при взаимодействии аэродинамического потока с колеблющимися лопатками [4–7].

Целью настоящей работы является численный анализ трехмерного потока газа через ступень турбомашины с учетом неравномерности потока, вызванной как направляющими лопатками, так и неравномерным распределением давления в окружном направлении за ступенью, и нестационарных эффектов, вызванных колебаниями лопаток.

Постановка задачи. Трехмерный трансзвуковой поток невязкого нетеплопроводного газа через ступень осевой турбины описывается полной системой нестационарных уравнений Эйлера, представленной в интегральной форме законов сохранения с постоянной угловой скоростью со декартовой системе координат [4, 5].

Учитывая непериодичность потока в окружном направлении, следует в расчетную область включать все лопатки статора и ротора. Геометрические и аэродинамические характеристики статора и ротора описываются в абсолютной и относительной системах координат, жестко связанных со статором или ротором соответственно.

Разностная сетка разбивается на $(k_1 + k_2)$ – сегментов, где k_1 , k_2 – взаимно простые натуральные числа, пропорциональные числам лопаток статора и ротора $(k_1 : k_2 = z_{CT} : z_{pot})$. 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:

$$T = \frac{2\pi}{\left(z_{\rm CT} + z_{\rm pot}\right)} \cdot \left(k_1 + k_2\right)$$

На рис. 1, 2 показаны фрагменты разностной H-H сетки в меридиональной (рис. 1, a, δ) и в тангенциальной плоскости (на среднем радиусе, рис. 2, a, δ) для статора и ротора.



Рис. 1 – Меридиональное сечение ступени турбомашины: *a* – статор; *б* – ротор

© В. И. Гнесин, Л. В. Колодяжная, Р. Жандковски, 2015



Рис. 2 – Тангенциальное сечение ступени турбомашины: *a* – статор; *б* – ротор

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 [8].

Постановка граничных условий основана на одномерной теории характеристик.

Так как осевая скорость потока является дозвуковой, то 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 [4–6].

Динамическая модель колеблющейся лопатки описывается с использованием модального подхода [4–7].

Численный анализ. Численный анализ проведен для последней ступени турбины мощностью 370 МВт, состоящей из 48 лопаток статора, 52 лопаток ротора. Таким образом, расчетная область (зона периодичности) включает 12 и 13 лопаток статора, ротора соответственно.

Граничные условия приняты:

- на входе в статор $P_0 = 39400 \text{ Па}; T_0 = 348 \text{ K};$

 на выходе за ротором – статическое давление меняется вдоль радиуса как показано на рис. 3;

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

- число оборотов ротора n = 3000 мин⁻¹.

При расчете колебаний лопаток ротора учитывались первые шесть собственных форм колебаний. Собственные частоты для каждой из собственных форм приведены ниже в табл. 1. Гідравлічні машини та гідроагрегати



Рис.3 – Распределение статического давления в окружном направлении на выходе за рабочим колесом: 1 – в корневом сечении; 2 – в среднем сечении; 3 – в периферийном сечении

В данной работе приведены результаты численного анализа нестационарных аэродинамических характеристик турбинной ступени.

На рис. 4, *a*, *s*, *d* представлены графики нестационарных аэродинамических нагрузок (окружная, осевая и аэродинамический момент), действующих на периферийный слой рабочей лопатки в течение десяти полных оборотов ротора из которых один оборот без учета колебаний лопаток ротора и девять с учетом колебаний лопаток, а также их амплитудно-частотные спектры (рис. 4, *б*, *г*, *е*).

Амплитудно-частотные спектры построены с использованием преобразования Фурье [1].

В данном расчете частота вращения ротора $v_{\text{pot}} = 50 \ \Gamma \mu \ (n = 3000 \ \text{мин}^{-1});$ время десяти оборотов ротора 0,2 с.

Как видно из графиков, основной вклад в нестационарные составляющие аэродинамических нагрузок вносят высокочастотная гармоника, вызванная шаговой неравномерностью потока за статором ($v_{pot} \times z_{CT} = 50 \times 48 = 2400$ Гц, где $z_{CT} - число$ лопаток статора), низкочастотная гармоника с частотой 50 Гц, вызванная неравномерностью в окружном направлении за ротором, и гармоника с частотой ~ 100 Гц, вызванная колебаниями лопаток по 1-й собственной форме.

Амплитуда гармоники с частотой 50 Гц для окружной силы в периферийном сечении составляет 12 %, для осевой силы – 9 %, аэродинамического момента – 24 %.

Амплитуда гармоники с частотой ~ 100 Гц для окружной силы в периферийном сечении составляет 2 %, для осевой силы – 9 %, аэродинамического момента – 11 %. Перемещение периферийного сечения рабочей лопатки в окружном, осевом направлениях и поворот относительно центра тяжести в номинальном режиме, а также их амплитудночастотные спектры показано на рис. 5.



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



Рис. 5 – Колебания периферийного сечения рабочей лопатки: *а*-*б* – в окружном направлении; *в*-*г* – в осевом направлении; *д*-*е* – угол поворота

Как видно из графиков (рис. 5, *б*, *г*, *е*), основной вклад в колебания лопаток вносят гармоники с частотой 50 Гц, вызванные неравномерностью потока в окружном направлении и автоколебания с частотой близкой частоте 1-й собственной формы (~ 100 Гц).

Следует обратить внимание, что вынужденные колебания с частотами 2400 Гц являются пренебрежимо малыми.

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

Показано, что основной вклад в нестационарные аэродинамические нагрузки определяется высокочастотной гармоникой (2400 Гц), вызванной шаговой неравномерностью потока за лопатками статора и низкочастотной гармоникой (50 Гц), вызванной окружной неравномерностью потока за ротором.

Основной вклад в колебания лопаток вносят низкочастотная гармоника 50 Гц и автоколебания с частотой ~ 100 Гц.

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

Список литературы: 1. Гнесин В. И. Аэроупругие явления в турбомашинах / В. И. Гнесин, Л. В. Колодяжная // Аэродинамика и Аэроакустика. Проблемы и перспективы. Сб. научных трудов. – Х. : ХАИ, 2009. – № 3. – С. 53–62. 2. Cinnella P. A Numerical Method for Turbomachinery Aeroelasticity / P. Cinnella, De Palma, G. Pascazio [et al] // Journal of Turbomachinery. – 2004. – Vol. 126. – P. 310–316. 3. Bolcs A. Aeroelasticity in Turbomachines: Comparison of Theoretical and Experimental Cascade Results / A. Bolcs, T. H. Fransson // Communication du LTAT. – EPFL Switzerland, 1986. – № 13. – P. 174. 4. Gnesin V. I. Numerical Modelling of Aeroelastic Behaviour for

Oscillating Turbine Blade Row in 3D Transonic Ideal Flow / V. I. Gnesin, L. V. Kolodyazhnaya // J. Problems in Mash. - Eng., 1999. - 1, № 2. - Р. 65-76. 5. Гнесин В. И. Аэроупругое поведение последней ступени турбомашины на номинальном и частичном режимах / В. И. Гнесин, Л. В. Колодяжная // Пробл. машиностроения. - 2003. - 6, № 1. - С. 48-57. 6. Gnesin V. I. А numerical modelling of stator- rotor interaction in a turbine stage with oscillating blades / V. I. Gnesin, L. V. Kolodyazhnaya, R. Rzadkowski / Journal of Fluid and Structure. - 2004. - № 19. - P. 1141-1153. 7. Гнесин В. И. Численный анализ влияния соотношения чисел лопаток статора и ротора на нестационарные нагрузки и режимы колебаний лопаток / В. И. Гнесин, Л. В. Колодяжная // Вестник НТУ «ХПИ». Сер. : Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование. – 2009. – № 3. – С. 23–32. 8. Годунов С. К. Численное решение многомерных задач газовой динамики / С. К. Годунов, А. В. Забродин, М. Я. Иванов [и др]. - М. : Наука, 1976. – 400 c.

Bibliography (transliterated): 1. Gnesin, V. I., and L. V. Kolodjazhnaja. "Ajerouprugie javlenija v turbomashinah." Ajerodinamika i Ajeroakustika. Problemy i perspektivy. Sb. nauchnyh trudov. Kharkov : Khai, 2009. No. 3. 53-62. Print. 2. Cinnella, P., et al. "A Numerical Method for Turbomachinery Aeroelasticity." Journal of Turbomachinery. Vol. 126. 2004. 310-316. Print. 3. Bolcs, A., and T. H. Fransson. "Aeroelasticity in Turbomachines: Comparison of Theoretical and Experimental Cascade Results." Communication du LTAT. EPFL Switzerland, 1986. No. 13. 174. Print. 4. Gnesin, V. I., and L. V. Kolodjazhnaja. "Numerical Modelling of Aeroelastic Behaviour for Oscillating Turbine Blade Row in 3D Transonic Ideal Flow." Journal Problems in Mash. Eng., 1999. No. 1.2. 65-76. Print. 5. Gnesin, V. I., and L. V. Kolodjazhnaja. "Ajerouprugoe povedenie poslednej stupeni turbomashiny na nominal'nom i chastichnom rezhimah." Probl mashinostroenija. No. 6.1. 2003. 48-57. Print. 6. Gnesin, V. I., L. V. Kolodyazhnava and R. Rzadkowski. "A numerical modelling of stator- rotor interaction in a turbine stage with oscillating blades." Journal of Fluid and Structure. No. 19. 2004. 1141-1153. Print. 7. Gnesin, V. I., and L. V. Kolodjazhnaja. "Chislennyj analiz vlijanija sootnoshenija chisel lopatok statora i rotora na nestacionarnye nagruzki i kolebanij lopatok." rezhimy Vestnik NTU «KhPI». Ser. Jenergeticheskie i teplotehnicheskie processy i oborudovanie. No. 3. 2009. 23-32. Print. 8. Godunov, S. K., et al. Chislennoe reshenie mnogomernyh zadach gazovoj dinamiki. Moscow : Nauka, 1976.

Поступила (received) 28.09.2015

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Гнесин Виталий Исаевич – доктор технических наук, профессор, заведующий отделом нестационарной газодинамики и аэроупругости, Институт проблем машиностроения им. А. Н. Подгорного НАН Украины, г. Харьков; тел.: (050) 325-52-06; e-mail: gnesin@ipmach.kharkov.ua.

Gnesin Vitaly Isaevich – Doctor of Technical Sciences (DrSc), Full Professor, Head of Department of Unsteady Gasodynamics and Aeroelasticity, A. N. Podgorny Institute for Mechanical Engineering Problems National Academy of Sciences of Ukraine, Kharkov; tel.: (050) 325-52-06; e-mail: gnesin@ipmach.kharkov.ua.

Колодяжная Любовь Владимировна – доктор технических наук, ведущий научный сотрудник отдела нестационарной газодинамики и аэроупругости, Институт проблем машиностроения им. А. Н. Подгорного НАН Украины, г. Харьков; тел.: (050) 610-29-20; e-mail: gnesin@ipmach.kharkov.ua.

Kolodyazhnaya Lyubov Vladimirovna – Doctor of Technical Sciences (DrSc), Senior researcher of Department of Unsteady Gasodynamics and Aeroelasticity, A. N. Podgorny Institute for Mechanical Engineering Problems National Academy of Sciences of Ukraine, Kharkov; tel.: (050) 610-29-20; e-mail: gnesin@ipmach.kharkov.ua.

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

Rzadkowski Romuald – Doctor of Technical Sciences (DrSc), Full Professor, Head of Department of dynamics and aeroelasticity of Turbomachines, Institute flow machines PAN, Poland, Gdansk; e-mail: z3@imp.gda.pl.

УДК 539.3

А. В. ЛИННИК, О. Н. ЗЕЛЕНСКАЯ, Т. Ф. МЕДВЕДОВСКАЯ, И. Е. РЖЕВСКАЯ, Е. А. СТРЕЛЬНИКОВА

ОЦЕНКА ОСТАТОЧНОГО РЕСУРСА И ДОЛГОВЕЧНОСТИ МЕТАЛЛОЕМКИХ КОНСТРУКЦИЙ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ГИДРОТУРБИН ПЛ20/661-В-930 ДНЕПРОДЗЕРЖИНСКОЙ ГЭС

Разработан нормативный документ «Розрахунок залишкового ресурсу елементів проточної частини гідротурбін ГЕС та ГАЕС. Методичні вказівки» СОУ-Н МЕВ 40.1–21677681–51, в котором предлагаются методики для исследования статического и динамического НДС, оценки ресурса и долговечности крышек, рабочих колес, камер рабочих колес агрегатов ГЭС и ГАЭС. Учтено влияние наличия дефектов на долговечность конструкций. Применена теория потенциала в сочетании с методами конечных и граничных элементов. Полученные результаты дают возможность конструктору обосновать необходимость модернизации существующего оборудования ГЭС и ГАЭС.

Ключевые слова: крышка гидротурбины, рабочее колесо, камера рабочего колеса, статика, динамика, остаточный ресурс, долговечность.

Введение. В связи с выработкой ресурса многими гидротурбинами в Украине, при их модернизации возникает вопрос о возможности продления срока службы отдельных узлов и деталей и необходимости замены морально и физически обеспечения устаревшего оборудования для эксплуатационной надежности агрегата в процессе дальнейшей эксплуатации при выполнении гарантий по мощности и КПД. Цель данной работы использование разработанной в [5] методики для численного анализа напряженно-деформированного состояния (НДС) и оценки остаточного ресурса наиболее металлоемких конструкций проточной части замена которых сопряжена гидротурбин, значительными трудностями, - крышек и камер рабочих колес гидротурбин ПЛ20/661-В-930 Днепродзержинской ГЭС, эксплуатировавшихся в условиях многоциклового динамического нагружения. Полный срок службы агрегатов после модернизации должен быть не менее 40 лет.

1. Оценка ресурса элементов конструкций гидротурбин. В соответствии с теорией многоцикловой усталости исходными данными для выполнения расчета ресурса деталей и узлов гидротурбины являются амплитудные σ_a и средние σ_m напряжения цикла. Количество циклов до разрушения N определяется уравнением [1]:

$$N = \frac{\sigma_{-1\partial}^m \cdot N_0}{\sigma_a^m}, \qquad (1)$$

где *m* – угол наклона кривой усталости;

 N_0 – базовое число циклов;

 $\sigma_{-1\partial}$ – предел выносливости детали при базовом числе циклов, который можно определить из зависимости:

$$\sigma_{-1\partial} = \frac{\gamma \cdot \varepsilon_{\sigma} \cdot \beta_{\sigma}}{k_{\sigma}} \sigma_{-10} \sqrt{1 - \frac{\sigma_m}{\sigma_{E_{\theta}}}} .$$
 (2)

Здесь σ_{-10} – предел выносливости образца при базовом числе симметричных циклов в воздухе;

γ, ε_σ, β_σ, k_σ – коэффициенты влияния воды, масштабного фактора, состояния поверхности и концентрации напряжений соответственно;

 $\sigma_{_B}$ – предел прочности.

Среднее значение напряжения цикла определяется следующим образом [2]:

$$\sigma_m = \sigma_{m_2} + \sigma_{m_m} \,, \tag{3}$$

где $\sigma_{m_3} = (\sigma_{max} + \sigma_{min})/2$ – эксплуатационные средние напряжения для симметричного цикла;

σ_{mm} – остаточные напряжения от сварки.

Таким образом, формула (1) с учетом (2) и (3) примет вид:

$$N = N_0 \left(\frac{\gamma \cdot \varepsilon_{\sigma} \cdot \beta_{\sigma}}{k_{\sigma} \cdot \sigma_a} \sigma_{-10} \sqrt{1 - \frac{\sigma_{m_2} + \sigma_{mm}}{\sigma_{\rm B}}} \right)^m.$$

Остаточный ресурс определяются по формуле:

$$n = \left(\frac{N}{N_{2}} - 1\right) \cdot L,$$

где *L* – количество лет работы конструкции;

N_Э – количество циклов нагружения за период эксплуатации.

2. Определение долговечности конструкции с учетом наличия дефектов типа трещин. Задача определения долговечности конструкции с учетом трещиностойкости состоит в определении времени (числа циклов $N = N_*$), по истечении которого трещина подрастает до критического размера *l** после чего происходит разрушение [6]. Из результатов экспериментальных исследований известно, что функция характеристическая усталостного разрушения Φ(λ) монотонно возрастает И представляется графически S-образной кривой в координатах Φ , λ . Функцию $\Phi(\lambda)$ можно достаточно хорошо аппроксимировать с помощью элементарных функций, если использовать зависимости Пэриса.

Для стали марки Ст3 эта функция аппроксимируется следующим образом: $\Phi(\lambda) = 400(1 - \lambda)^{-3.96}$ цикл/см.

Число циклов до разрушения определяется по формуле:

$$\int_{l_*}^{l_0} \Phi\left(\sqrt{\frac{l}{l_*}}\right) dl = N_*.$$

Определение кинетики усталостной трещины

© А. В. Линник, О. Н. Зеленская, Т. Ф. Медведовская, И. Е. Ржевская, Е. А. Стрельникова, 2015

осуществляем, считая выполненными следующие условия:

а) рассматриваемая трещина является макроскопической, то есть уровень напряжений около ее вершины определяется лишь коэффициентами интенсивности напряжений K_1, K_2, K_3 ;

б) в течение каждого цикла внешняя нагрузка имеет пульсирующий характер, и ее частота не является слишком высокой, то есть инерционными эффектами пренебрегаем;

в) распространение трещины в любой точке ее контура происходит вдоль площадок, которые проходят через касательную к контуру трещины.

Для вычисления количества циклов до разрушения используем зависимость Пэриса:

$$\frac{dl}{dN} = \frac{1}{N_G} \left(\frac{\Delta K}{\Delta K^*} \right)^m. \tag{4}$$

Здесь *l* – длина трещины;

N – количество циклов до разрушения;

 N_G, m – постоянные, характеризующие материал; $\Delta K = K_{\text{max}} - K_{\text{min}}$ – размах коэффициента интенсивности напряжений (КИН) за один цикл нагрузки;

 ΔK^* – пороговый или критический коэффициент интенсивности напряжений.

Показатель степени m для разных материалов находится в интервале от 2 до 7 (чаще всего m = 3-4). Чем выше показатель степени m, тем более хрупкое состояние материала наблюдается при испытании.

Из (4) получим формулу для вычисления количества циклов, за которое трещина подрастает от начального размера l_0 до недопустимого размера l_* :

$$N = N_G \int_{l_0}^{l_*} \left(\frac{\Delta K^*}{\Delta K}\right)^m dl.$$

Общая схема вычисления КИН следующая:

1. Если в наличии есть одна изолированная трещина, то решается плоская задача теории упругости для пластины, ослабленной центральной трещиной, которая растягивается заданными усилиями. В этом случае КИН может быть вычислен по приближенной формуле:

$$K_1 = F \, \sigma \sqrt{\pi l}.$$

Здесь σ – величина заданной нагрузки (растягивающие усилия);

l – длина трещины;

F – эмпирический коэффициент.

2. Если в наличии есть цепочка трещин, то решается плоская задача теории упругости для пластины, ослабленной периодической системой трещин, которая растягивается заданными усилиями.

В этом случае КИН может быть вычислен по формуле:

$$K_1 = \sigma \sqrt{\frac{s+2l}{\pi} \operatorname{tg}\left(\frac{\pi l}{s+2l}\right)}.$$

Здесь σ – величина заданной нагрузки (растягивающие усилия);

2l – длина трещины;

s – расстояние между трещинами.

Время до разрушения элемента конструкции в годах определяется по формуле:

$$=\frac{N}{3600\cdot 24\cdot 365f}$$

Здесь *N* – количество циклов нагружения до разрушения;

f – частота нагружения.

t

3. Определение остаточного ресурса крышек Днепродзержинской ГЭС. В связи с тем, что на крышках всех восьми агрегатов Днепродзержинской ГЭС дефекты типа трещины не выявлены, определим ресурс крышек в соответствии с теорией многоцикловой усталости. Расчет прочности и динамических характеристик крышки – сварной конструкции из листового проката (сталь марки Ст3) выполняется на основе теории упругости с использованием МКЭ в сочетании с аналитическим представлением перемещений и нагрузок рядами Фурье [1].

Приятые в расчете характеристики стали Ст3: $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа – модуль упругости, v = 0,3 – коэффициент Пуассона, $\rho = 0,78 \cdot 10^{-8}$ кг/м³ – плотность материала.

Для расчета НДС крышки определены три характерных режимы работы агрегата: 1 – мощность турбины N = 45,4 МВт при напоре H = 11,2 м; 2 – мощность турбины N = 38,6 МВт при напоре H = 11,2 м; 3 – мощность турбины N = 34 МВт при напоре H = 11,2 м.

Распределение интенсивности напряжений при статическом нагружении крышки для первого из трех режимов работы приведено на рис. 1.



Рис. 1 – Распределение интенсивности напряжений при статическом нагружении в режиме 1

Расчеты напряжений в крышке при динамическом нагружении проводились для частот: $\omega_{o6} = 0,86 \Gamma \mu$, $\omega_{o6.-\pi} = 3,45 \Gamma \mu$, $\omega_{\pi} = 27,57 \Gamma \mu$. Распределение интенсивности напряжений при

динамическом нагружении крышки в режиме 1 с частотой $\omega_{\pi} = 27,57 \, \Gamma$ ц показано на рис. 2.



Рис. 2 – Распределение интенсивности напряжений при динамическом нагружении в режиме 1, $\omega_{\pi} = 27,57$ Гц

В табл. 1 приведена интенсивность напряжений в крышке (см. рис. 4) при разных условиях нагружения, в табл. 2 – амплитудные значения интенсивности напряжений при динамическом нагружении.

Таблица 1 – Интенсивность напряжений при статической нагрузке

	σ _i , ΜΠa		
Режим	Зона А	Зона В	в основной части
			крышки
1	45,28	39,30	22,0-24,0
2	46,45	40,09	23,0-25,0
3	47,03	40,48	24,0-26,0

Таблица 2 – Амплитудные значения интенсивности напряжений при динамической нагрузке

Down	Частота, Гц			
гсжим	зона	$\omega_{00} = 0,86$	ω _{обл.} = 3,45	ω _{л.} = 27,57
1	А	12,17	13,05	19,76
	В	4,23	5,59	27,8
2	Α	11,01	11,84	19,16
	В	6,94	6,41	27,43
3	А	10,42	11,23	18,85
	В	7,93	6,81	27,25

Результаты, приведенные в табл. 2, показывают, что под действием динамической нагрузки напряжения достигают максимальных значений в зонах A и B при частоте $\omega_{n.} = 27,57$ Гц.

Остаточный ресурс крышек при модернизации агрегатов Днепродзержинской ГЕС определен с учетом усталостных характеристик стали марки Ст3 [4]: предел выносливости образца при базовом числе симметричных циклов $\sigma_{.10} = 95,0$ МПа, базовое число циклов $N_0 = 10^7$, угол наклона кривой усталости m = 3,78, предел прочности $\sigma_{\rm B} = 380,0$ МПа. Коэффициенты: $\gamma = 0,73$, $\varepsilon_{\sigma} = 0,78$, $\beta_{\sigma} = 0,77$, $k_{\sigma} = 1,05$ определены согласно [2].

Остаточный ресурс крышек агрегатов Днепродзержинской ГЭС с учетом фактических данных о наработке агрегатов за весь период эксплуатации (табл. 3) определен согласно [5].

Габлица 3 –	Остаточный ресурс крышек агрегатов
	Днепродзержинской ГЭС

Номер агрегата	Наработка, ч	Остаточный ресурс, г
1	286914	45
2	281677	46
3	177356	55
4	187344	57
5	178469	56
6	181029	55
7	184539	56
8	174841	58

4. Прочность и остаточный ресурс камеры рабочего колеса. Состояние элементов проточного тракта (рис. 3) в зоне рабочего колеса (РК) и за РК оказывает существенное влияние на уровень КПД турбины и показатели ее надежности.



Рис. 3. Расчетный узел

Для разработки обоснованных предложений о необходимости и объеме замены элементов проточного тракта в зоне РК и за РК на базе [5] выполнено расчетно-теоретическое исследование прочности конструкции проточного тракта в целом, состоящей из: верхнего кольца направляющего аппарата, камеры рабочего колеса (КРК), сопрягающего конуса (СП), отсасывающей трубы.

Для всех восьми агрегатов определен остаточный ресурс каждого участка конструкции, а также сопоставление полученных результатов с фактическим состоянием объекта.

Участки разрушения, включая кавитационные, и пустоты в бетоне в зоне КРК и СП показаны на рис. 4, 5, они соответствуют формулярам повреждений и пустот, обнаруженных на агрегате № 5 во время капитальных ремонтов. Картина разрушений и пустот является характерной для всех агрегатов.

Доминирующая нагрузка действует на конструкцию с оборотно-лопастной частотой (Фоб.-л. = 3,45 Гц). В пределах лопастной системы нагрузка имеет пилообразный характер по времени. Динамические процессы происходят со сдвигом фаз по высоте конструкции. Выбраны три наиболее характерных эксплуатационных режима: 1 - от 90 до 100 %, 2 – от 80 до 90 %, 3 – от 70 до 80 % мощности. Низшая собственная частота конструкции *f*₁ = 49,57 Гц.



Рис. 5 – Схема пустот за облицовкой камеры РК и СП

При исследовании динамического НДС конструкции, как показал анализ полученных результатов, достаточно рассмотреть ее часть – полосу (рис. 6) в виде циклически симметричного участка охватом 90⁰/14.



Рис. 6 - Циклически симметричная часть конструкции

На рис. 7 показан график зависимости интенсивности динамических напряжений σ_i от времени *t* для режима 1 в наиболее нагруженных узлах.



Рис. 7 – Динамические напряжения в конструкции

Результаты анализа динамического НДС всей конструкции показали, что наибольшие динамические напряжения σ_a имеют место в зоне КРК и СП. Для всех трех режимов они отличаются несущественно, поэтому за базовый режим для определения остаточного ресурса принимаем режим № 1. В табл. 4 приведены значения средних эксплуатационных и амплитудных напряжений цикла для режима № 1.

Превалирующее влияние на величину остаточного ресурса оказывает величина амплитудных напряжений, поэтому наиболее слабым звеном с точки зрения усталостной прочности является КРК.

Таблица 4 – Максимальные средние и амплитудные
напряжения конструкции

Узел конструкции	σ _{<i>m</i>э} , МПа	σ _a , ΜΠa
КРК	7,83	7,81
СП	26,1	7,4

Исследования механических свойств и структуры металла КРК проводились на вырезанных из обечайки КРК двух пробах размером $80 \times 240 \times (15-24)$ мм. Химический состав стали соответствует стали СтЗ мартеновской выплавки. Для образцов с надрезом предел выносливости при симметричном цикле на базе $N = 10^7$ для СтЗ с пределом прочности $\sigma_{\rm B} = 370$ МПа составляет $\sigma^*_{.10} = 95$ МПа, а угол наклона классической кривой усталости соответствует m = 3,78, что хорошо согласуется с [4].

Влияние на предел выносливости $\sigma_{-1\partial}$ реальной детали при симметричном цикле нагружения ряда технологических и эксплуатационных факторов учтено эмпирическими коэффициентами [2]: $\gamma = 0,73$, $\varepsilon_{\sigma} = 0,78$, $\beta_{\sigma} = 0,77$, $k_{\sigma} = 1,0$. Тогда $\sigma_{-1\partial} = \sigma_{-10}^* \cdot \gamma \cdot \varepsilon_{\sigma} \beta_{\sigma} / k_{\sigma}$. Уровень остаточных напряжений при сварке для стали Ст3 составляет $\sigma_{mm} = (160,0\div170,0)$ МПа.

Результаты расчета остаточного ресурса КРК агрегатов Днепродзержинской ГЕС сведены в табл. 5.

5. Анализ долговечности КРК при наличии дефектов типа трещин, зафиксированных на облицовке КРК Днепродзержинской ГЕС. Для оценки долговечности применяются методы линейной механики разрушения. Для стали Ст3 согласно [7] имеем $\gamma_1 = 0,73$, $\gamma_2 = 0,9$, и критический коэффициент концентрации K_{1c} принимаем равным произведению $K_{1c}\gamma_1\gamma_2$. Учитывая выявленную разнотолщинность

облицовки в зоне КРК, (8,5–40 мм), рассматривалась прочность пластины с характерной для КРК толщиной 20 мм, ослабленной сквозной прямолинейной трещиной под действием усилий растяжения-сжатия $\sigma = p \sin \omega t$ (при $\omega = 3,45 \Gamma \mu$), направленных перпендикулярно к линии расположения трещины.

Номер агрегата	Наработка, ч	Остаточный ресурс без учета отслоения, г	Остаточный ресурс с учетом отслоения, г
1	286914	27	14
2	281677	28	15
3	177356	36	24
4	187344	33	23
5	178469	36	24
6	181029	32	23.5
7	184539	31	23
8	174841	35	24

Таблица 5 – Остаточный ресурс КРК

Кроме того, рассматривалось влияние на долговечность пластины толщиной 20 мм, находящейся в условиях изгиба, трещин различной глубины. Пластина имеет толщину h = 20 мм, а глубина трещины равна l (l < h). На рис. 8 и 9 представлены графики, показывающие время до разрушения t (в годах) в зависимости от уровня нагружения σ для трещин различной длины (1 см; 2 см; 10 см – линии 1–10 на графике) и различной глубины (0,125 см; 0,25 см; 0,375 см; 0,5 см; 0,625 см; 0,75 см линии 1–6 на графике).

По данным визуального осмотра в 2001 году на агрегатах 1–4, 7, 8 Днепродзержинской ГЭС дефекты типа трещины не выявлены, а на КРК агрегатов 5, 6 обнаружены дефекты типа трещин и скопление дефектов, которые в идеализированном виде можно рассматривать как цепочки трещин. В 2003 году на КРК агрегатов 5, 6 выявлены дефекты типа трещин, следовательно, за 2,5 года микротрещины подросли до фиксируемых размеров (табл. 6, 7).







Рис. 9 – Время до разрушения в зависимости от глубины трещины

Данные по долговечности КРК Днепродзержинской ГЭС (обследование, проведенное в 2001 году) приведены в табл. 6.

В табл. 7 приведены данные по долговечности элементов проточной части КРК с учетом частичного отслоения (обследование, проведенное в 2003 году).

Номер агрегата	σ, МПа	Размер изолированного дефекта (до заварки), см	Наличие цепочек трещин, суммарная длина, (до заварки), см	Долговечность при наличии изолированного дефекта, год	Долговечность при наличии цепочек трещин, год
1		не выявлено	не выявлено		
2		не выявлено	не выявлено		
3		не выявлено	не выявлено		
4		не выявлено	не выявлено		
5	7,81	15	не выявлено	6,62	
6	7,81	не выявлено	160		2,50
7		не выявлено	не выявлено		
8		не выявлено	не выявлено		

Таблица 6 – Долговечность КРК агрегатов Днепродзержинской ГЭС

Таблица 7 – Долговечность КРК агрегатов Днепродзержинской ГЭС с учетом частичного отслоения

Номер агрегата	σ, МПа	Размер изолированного дефекта (до заварки), см	Наличие цепочек трещин, суммарная длина, (до заварки), см	Долговечность при наличии изолированного дефекта, год	Долговечность при наличии цепочек трещин, год
1		не выявлено	не выявлено		
2		не выявлено	не выявлено		
3		не выявлено	не выявлено		
4		не выявлено	не выявлено		
5	9,15	10	не выявлено	5,59	
6	9,15	не выявлено	200		2,1
7		не выявлено	не выявлено		
8		не выявлено	не выявлено		

Выводы. Дефекты в крышках агрегатов Днепродзержинской ГЕС не выявлены. Остаточный ресурс крышек составляет более 40 лет. Таким образом, при модернизации срок работы крышек всех восьми агрегатов может быть продлен.

Остаточный ресурс КРК Днепродзержинской ГЭС отсутствии отслоения (при ОТ бетона). вычисленный согласно теории линейного накопления повреждений, находится в интервале от 27 до 36 лет. При vчете частичного отслоения. которое наблюдается на каждом из восьми агрегатов, остаточный ресурс существенно уменьшается и составляет от 14 до 24 года, что является недопустимыми, так как полный срок службы агрегатов после модернизации должен быть не менее 40 лет.

Выполненная оценка трещиностойкости облицовки КРК показала, что для характерных трещин, обнаруженных при осмотре, время их развития составляет порядка 2–6 лет, что подтвердили фактические результаты, полученные в результате натурного обследования.

Полученные результаты по КРК свидетельствуют о целесообразности рассмотрения двух вариантов модернизации:

 проведение демонтажа существующих КРК, изготовление и монтаж новых КРК из толстолистовой коррозийностойкой стали;

проведение восстановительных работ. технология которых должна обеспечила бы необходимую чистоту поверхности облицовки для по выполнения гарантий КПД И выработке гарантированной модернизированной мощности турбины, возобновления ее проектной толщины, обеспечение равномерных зазоров между КРК и РК, а также качественную связь с бетоном.

Список литературы: 1. Зеленская О. Н. Анализ динамических характеристик тонкостенных элементов проточного тракта гидротурбин / О. Н. Зеленская, Т. Ф. Медведовская, Е. В. Еселева // Пробл. машиностроения. - 2003. - Т. 6, № 2. - С. 121-130. 2. Серенсен С. В. Несущая способность и расчет деталей машин на прочность : руководство и справочное пособие / С. В. Серенсен, В. П. Когаев, Р. М. Шнейдерович. - М. : Машиностроение, 1975. -488 с. 3. Бате К. Численные методы анализа и метод конечных элементов / К. Бате, Е. Вилсон. - М. : Наука, 1982. - 448 с. 4. Трощенко В. Т. Сопротивление усталости металлов и сплавов : справочник в 2-х ч. / В. Т. Трощенко, Л. А. Сосновский. - Киев Наук. думка, 1987. – Ч.1. – 504 с. – Ч.2. – 1302 с. 5. Кантор Б. Розрахунок залишкового ресурсу елементів проточної частини ЕС та ГАЕС : метод. вказівки СОУ-Н МЕВ 40.1 – 21677681–51 гідротурбін ГЕС та ГАЕС нормативный Б. Кантор. локумент. О. Стрельнікова, Т. Медведовська [та ін.]. – К. : Міністерство енергетики та вугільної промисловості України, 2011. - 76 с. 6. Андрейкив А. Е. Усталостное разрушение и долговечность конструкций / А. Е. Андрейкив, А. И. Дарчук. - К. : Наук. думка, 1987. – 404 с. 7. Петерсон Р. Е. Коэффициенты концентрации напряжений / Р. Е. Петерсон. - М. : Мир, 1977. - 302 с.

Bibliography transliterate: 1. Zelenskaja, O. N., T. F. Medvedovskaja and E. V. Eseleva. "Analiz dinamicheskih harakteristik tonkostennyh jelementov protochnogo trakta gidroturbin." Probl. mashinostroenija. Vol. 6. No. 2. 2003. 121-130. Print. 2. Serensen, S. V., V. P. Kogaev and R. M. Shnejderovich. Nesushhaja sposobnost' i raschet detalej mashin na prochnost'. Moscow : Mashinostroenie, 1975. Print. 3. Bate, K., and E. Vilson. Chislennye metody analiza i metod konechnyh jelementov. 1982. Print. 4. Troshhenko, V. T., and Moscow Nauka. L. A. Sosnovskij. Soprotivlenie ustalosti metallov i splavov. Kiev : Nauk. dumka, 1987. Print. 5. Kantor, B., et al. Rozrakhunok zalyshkovoho resursu elementiv protochnovi chastyny hidroturbin HES ta HAES : metodychni vkazivky : normativnyj dokument. SOU-N MEV 40.1 -21677681-51. Kyiv Ministerstvo enerhetyky ta vuhil'noyi promyslovosti Ukrayiny, 2011. Print. 6. Andrejkiv, A. E., and A. I. Darchuk. Ustalostnoe razrushenie i dolgovechnosť konstrukcij. Kiev : Nauk. dumka, 1987. Print. 7. Peterson, R. E. Kojefficienty koncentracii naprjazhenij. Moscow : Mir, 1977. Print.

Поступила (received) 23.09.2015

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

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

Lynnyk Oleksandr Vasylyovych – Chief Designer of Hydraulic Turbines, Special Design Engineering Department THM, PJSC Turboatom, Kharkov; tel.: (057) 349-20-61, e-mail: lynnyk@turboatom.com.ua.

Зеленская Ольга Николаевна – начальник отдела прочностных расчетов СКБ ТГМ, ПАО «Турбоатом», г. Харьков; тел.: (057) 349-23-89.

Zelenskaya Olga Nikolaevna – Head of Construction Department of Strength Calculation, Special Design Engineering Department THM, PJSC Turboatom, Kharkov; tel.: (057) 349-23-89.

Медведовская Татьяна Федоровна – кандидат технических наук, старший научный сотрудник, ИПМаш НАН Украины, г. Харьков; тел. (097) 19-19-190; e-mail: tmet@i.ua.

Medvedovskaya Tatyana Fedorovna – Candidate of Engineering Sciences, Senior Research Scientist, Institute for Problems in Mechanical Engineering, NAS of Ukraine, Kharkov; tel.: (097) 19-19-190; e-mail: tmet@i.ua.

Ржевская Ирина Евгеньевна – кандидат технических наук, старший научный сотрудник, ИПМаш НАН Украины, г. Харьков; тел. (095) 25-34-922; e-mail: kantor@ipmach.kharkov.ua.

Rzhevskaya Irina Yevgenyevna – Candidate of Engineering Sciences, Senior Research Scientist, Institute for Problems in Mechanical Engineering, NAS of Ukraine, Kharkov; tel.: (095) 25-34-922; e-mail: kantor@ipmach.kharkov.ua.

Стрельникова Елена Александровна – доктор технических наук, ведущий научный сотрудник, ИПМаш НАН Украины, г. Харьков; тел.: (050) 519-31-05; e-mail: elena15@gmx.com.

Strelnikova Yelena Aleksandrovna – Doctor of Engineering Science, Leading Research Scientist, Institute for Problems in Mechanical Engineering, NAS of Ukraine, Kharkov; tel.: (050) 519-31-05; e-mail: elena15@gmx.com.

УДК 529.735.064

Г. Й. ЗАЙОНЧКОВСЬКИЙ

ОЦІНКА ДИНАМІЧНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ ГІДРОМЕХАНІЧНИХ СЛІДКУЮЧИХ РУЛЬОВИХ ПРИВОДІВ СИСТЕМ КЕРУВАННЯ ЛІТАЛЬНИХ АПАРАТІВ ЗА ЧАСТОТНИМИ ХАРАКТЕРИСТИКАМИ ЇХ ДИНАМІЧНОЇ ЖОРСТКОСТІ

Показано можливість оцінки динамічних властивостей гідромеханічних слідкуючих рульових приводів систем керування літальних апаратів за частотними характеристиками їх динамічної жорсткості. Наведено динамічну модель роботи гідромеханічних слідкуючих рульових приводів в системі керування літального апарата і методи її лінеаризації. З використанням частотних методів теорії автоматичного управління проведено оцінювання динамічних і протифлатерних властивостей рульових приводів різних кінематичних схем. Отримано критерії оцінки стійкості рульового приводу за його амплітудно-частотною характеристикою динамічної жорсткості, а також критерії оцінки протифлатерних властивостей рульового приводу за його фазочастотною характеристикою динамічної жорсткості. Зроблено висновки щодо покращення динамічних властивостей рульового приводу за рахунок використання схеми приводу з «оберненою кінематикою».

Ключові слова: гідромеханічний слідкуючий рульовий привод, система керування, літальний апарат, динамічні властивості, динамічна жорсткість, стійкість, протифлатерні властивості.

Гідромеханічні Вступ. слідкуючі рульові приводи (далі РП) широко застосовуються в системах бустерного та електродистанційного керування сучасних літальних апаратів (ЛА) з метою подолання шарнірних моментів на рулях. Особливістю їх роботи є обмежена жорсткість опори кріплення і відносно невеликі сили демпфірування, що в поєднанні з (інерційними) навантаженнями масовими часто призводить до втрати стійкості приводу або виникнення слабо затухаючих коливальних процесів в силовому контурі системи керування. Тому задача забезпечення необхідних запасів стійкості РП є важливою при проектуванні систем керування сучасних ЛА [1-4]. Для її вирішення у ряді випадків в силовий контур системи керування ЛА встановлюється спеціальний демпфер [3]. Істотним недоліком такого рішення цієї задачі є ускладнення системи, збільшення її маси і складність забезпечення стійкості РП у разі відмови демпфера. У зв'язку з цим останнім часом забезпечення необхідних запасів стійкості РΠ здійснюється шляхом вибору кінематичної приводу раціональної схеми та оптимізації його основних параметрів.

Крім подолання шарнірних моментів на рулях сучасні РП повинні мати протифлатерні властивості, забезпечуючи гасіння флатерних коливань рульових поверхонь ЛА, що можуть виникати при певних швидкостях польоту.

Тралиційно властивості РΠ линамічні оцінюються за їх частотними характеристиками (теоретичними та експериментальними). Проте в роботах [1, 2, 5, 6] вказується на можливість оцінки стійкості і протифлатерних властивостей РП за частотними характеристиками ïx динамічної жорсткості, експериментальне визначення яких не викликає суттєвих труднощів. В той же час питання ефективності оцінювання динамічних властивостей РП систем керування ЛА потребують подальшої розробки як В теоретичному, так i в експериментальному плані. обумовлює шо актуальність проведених досліджень.

Мета досліджень. На основі використання лінеаризованої математичної моделі роботи РП в

силовому контурі системи керування ЛА провести теоретичні дослідження ефективності оцінки динамічних властивостей РП різних кінематичних схем за параметрами їх динамічної жорсткості.

Об'єкт досліджень. Об'єктом досліджень були вибрані дві найбільш поширені у вітчизняному літакобудуванні кінематичні схеми РП (рис. 1) [2, 7, 8].



Рис. 1 – Кінематичні схеми гідромеханічних слідкуючих рульових приводів:

а – привод із золотниковим розподільником у рухомому корпусі; б – привод з «оберненою кінематикою»;
 х – переміщення вхідної ланки приводу; у – переміщення вихідної ланки приводу; и – переміщення (деформація) опори кріплення приводу; z – приведена координата центру мас рульової поверхні; С_о – жорсткість опори кріплення приводу до конструкції літака; С_{пр} – приведена жорсткість силової проводки керування; С_ш – коефіцієнт шарнірного навантаження; l₁,l₂ – плечі качалок вхідної кінематики приводу; р_н – тиск нагнітання; р_{зп} – тиск зливу

Особливістю РП, побудованого за кінематичною «a», розміщення золотникового схемою € розподільника у рухомому корпусі приводу. Вихідною ланкою РП є його корпус, переміщення якого через силову проводку керування передається до рульової поверхні ЛА. Такі РП знайшли широке використання системах керування літаків на ранній етапах v впровадження систем бустерного керування. Певним їх недоліком є необхідність підведення і відведення робочої рідини шлангами, які мають порівняно невисоку надійність. Як свідчить досвід використання таких РП в системах бустерного керування вітчизняних літаків, вони (приводи) мають недостатні запаси стійкості, що призводить до появи слабко затухаючих коливань або навіть до виникнення

© Г. Й. Зайончковський, 2015

автоколивань у силовому контурі системи бустерного керування.

РП з так званою «оберненою» кінематикою (схема «б») вперше були використані в системі керування літака Ту-154 [7]. Переміщення його вихідної ланки протилежне переміщенню вхідної качалки. В наш час приводи з такою кінематикою широко використовуються в системах керування військово-транспортних і пасажирських літаків як такі, що мають кращі динамічні та протифлатерні властивості [2, 3].

Математична модель роботи гідромеханічного слідкуючого приводу в системі бустерного керування ЛА. У першому наближенні, достатньому для інженерних досліджень характеристик і динамічних властивостей РП, математичний опис його роботи в силовому контурі системи керування ЛА бути виконаний використанням може 3 диференціальних рівнянь iз зосередженими параметрами.

При розробці математичної моделі роботи РП в силовому конурі системи керування ЛА зазвичай приймають такі припущення [1, 5, 6]:

- є симетрія напірних і зливних кромок золотникового розподільника РП;

- поршень приводу знаходиться в середньому щодо циліндра положенні;

- відсутні люфти в кріпленні РП до опори, в силовій проводці керування між РП і рульовою поверхнею, а також в проводці керування золотниковим розподільником;

- тиск нагнітання і зливу в системі гідроживлення приводу підтримується постійним;

 коефіцієнт пружності робочої рідини в порожнинах гідроциліндра РП в межах зміни робочого тиску зберігає своє середнє значення;

- навантаження на вихідний шток РП не перевищують гранично допустимих, тобто перепад тиску на поршні не перевищує при будь-яких режимах роботи приводу тиску гідроживлення, підведеного до РП;

- хвильові процеси в порожнинах силового циліндра РП не враховуються;

- сили, які діють в золотниковому розподільнику РП, малі в порівнянні з зусиллям керування і жорсткістю вхідної проводки керування і не впливають на динаміку РП.

В разі необхідності вплив кожного з наведених припущень може бути досліджено додатково.

З урахуванням прийнятих припущень робота РП в системі керування ЛА може бути описана наступною системою нелінійних диференційних рівнянь [1, 2, 5, 9, 10]:

a) рівняння руху приведеної маси рульової поверхні:

$$m\ddot{z} + h\dot{z} + T_{\text{тер}} \operatorname{sign} \dot{z} + C_{\text{III}} z - R_{30BH} = C_{\text{Пр}} (y - z); (1)$$

б) рівняння руху вихідної ланки РП (вихідного штока для схеми «б» і корпусу приводу для схеми «а»):

 $m_1 \ddot{y} + k_{\rm B} (\dot{y} - \dot{u}) + T_{\rm rep} {\rm sign} (\dot{y} - \dot{u}) + C_{\rm np} (y - z) = F p_{\rm AB};$ (2)

в) рівняння деформації опор кріплення РП:

$$m_2 \ddot{u} + k_{\rm B} (\dot{u} - \dot{y}) + T_{\rm rep} \operatorname{sign}(\dot{u} - \dot{y}) + C_{\rm o} u = -F p_{\rm AB};$$
 (3)

г) узагальнене рівняння нерозривності потоку рідини:

$$F(\dot{y} - \dot{u}) + k_{c}\dot{p}_{_{\mathrm{AB}}} + k_{_{\mathrm{BHT}}}p_{_{\mathrm{AB}}} =$$

= $k_{\mathrm{Q}}(\varepsilon)\varepsilon\sqrt{1 - \frac{p_{_{\mathrm{AB}}}}{p_{_{\mathrm{H}}} - p_{_{3\mathrm{A}}}}\mathrm{sign}\,\varepsilon};$ (4)

д) рівняння неузгодженості на золотнику:

$$\varepsilon = k_{_{3,3}}(k_{_{\rm nep}}x_{_{\rm BX}} - y) + k_{_{\rm J,0}}u,$$
 (5)

де *m* – маса рульової поверхні літака і частини віднесеної до неї силової проводки керування, приведеної до напрямку руху вихідної ланки РП;

 m_1 – приведена маса вихідної ланки РП;

*m*₂ – приведена маса конструкції РП, що пов'язана з опорою його кріплення;

 $C_{\rm np}$ — приведена жорсткість силової проводки системи керування між вихідною ланкою РП і рулем;

 C_{0} – жорсткість опори кріплення РП;

*C*_ш – коефіцієнт шарнірного (аеродинамічного) навантаження;

z – координата, що визначає положення маси *m*;

у – вихідна координата РП;

и – координата, що визначає деформацію опори кріплення РП;

*x*_{вх} – переміщення вхідної качалки РП;

F – ефективна площа поршня РП;

h – коефіцієнт демпфірування сил в'язкого тертя;

 $T_{\rm TD}$ – сила сухого тертя у вузлах підвіски рульової

поверхні і у силовій проводці керування; *R*_{зовн} – зовнішні (аеродинамічні) сили, що діють

на рульову поверхню, приведені до координати z;

 $k_{_{\rm B}}$ — коефіцієнт демпфірування сил в'язкого тертя в РП;

 $T'_{\rm тр}$ – сили сухого тертя в РП;

 $p_{\rm пв}$ – перепад тиску на поршні РП;

*p*_н – тиск нагнітання, підведений до РП;

 $p_{3\pi}$ – тиск зливу на виході з РП;

ε – неузгодженість на золотнику РП;

*k*_c – приведений коефіцієнт пружності робочої рідини у порожнинах гідроциліндра РП;

 $k_{\rm вит}$ – коефіцієнт витоків;

*k*_{3.3} – коефіцієнт зворотного зв'язку;

*k*_{пер} – коефіцієнт передачі;

золотнику.

k_{д.о} – коефіцієнт, що враховує вплив деформації опори кріплення РП на величину неузгодженості на Значення кінематичних коефіцієнтів РП, що розглядаються, наведено в табл. 1.

Параметр	Схема РП		
Параметр	Схема «а»	Схема «б»	
Коефіцієнт зворотного зв'язку $k_{_{3,3}}$	$l_2 / (l_1 + l_2)$	$l_1 / (l_1 + l_2)$	
Коефіцієнт передачі k _{пер}	+1	$-l_{2} / l_{1}$	
Коефіцієнт k _{д.0}	0	+1	

Таблиця 1 – Значення кінематичних коефіцієнтів РП

Для оцінки динамічних властивостей РП за характеристиками його динамічної жорсткості розглянемо *лінеаризовану динамічну модель* дросельного слідкуючого гідромеханічного приводу, яка може бути отримана шляхом лінеаризації і спрощення вихідної нелінійної динамічної моделі РП, яка описується системою нелінійних диференціальних рівнянь (1)–(5).

В результаті застосування методу гармонічної лінеаризації [9] нелінійна залежність прикладених до рульової поверхні літака сил тертя від швидкості зміни координати *z* може бути записана у вигляді:

$$P_{\rm rep} = h\dot{z} + T_{\rm rep} {\rm sign} \dot{z} \approx h^{\rm e} \dot{z},,$$

де $h^{e} = f(A_{z}, \omega)$ – еквівалентний коефіцієнт в'язкого тертя, що залежить від амплітуди A_{z} і частоти ω коливань координати z.

Аналогічно виконується лінеаризація сил тертя у гідроциліндрі РП:

$$P'_{\text{rep}_{pfi}} = k_{\text{B}}(\dot{y} - \dot{u}) + T_{\text{rep}} \text{sign}(\dot{y} - \dot{u}) \approx k_{\text{B}}^{\text{e}} \dot{y}_{1},$$

де $k_{\rm B}^{\rm e} = \phi(A_{y_1}, \omega)$ – еквівалентний коефіцієнт в'язкого тертя у гідродвигуні РП;

 $y_1 = y - u$ – відносне переміщення штока і циліндра РП.

Для лінеаризації складної нелінійної функції витрати рідини через золотниковий розподільник $Q(\varepsilon, p_{_{RB}})$, яка надходить у гідродвигун РП, розкладемо її у точці ($\varepsilon^{\bullet}, p_{_{RB}}^{\bullet}$) у ряд Тейлора і обмежимось членами ряду першого порядку малості. Результати лінеаризації можна записати у приростах:

$$\Delta Q_{\rm AB} \approx \left(\frac{\partial Q_{\rm AB}}{\partial \varepsilon}\right)_{\varepsilon = \varepsilon^{\star}} \cdot \Delta \varepsilon + \left(\frac{\partial Q_{\rm AB}}{\partial p_{\rm AB}}\right)_{\varepsilon = \varepsilon^{\star}} \cdot \Delta p_{\rm AB}.$$

Таким чином,

$$Q_{\rm AB} \approx k_{Q_{\rm E}} \varepsilon - k_{Q_{\rm P}} p_{\rm AB},$$

де
$$k_{\mathcal{Q}_{\varepsilon}} = \frac{\partial \mathcal{Q}_{_{\mathrm{AB}}}}{\partial \varepsilon}, \ k_{\mathcal{Q}_{p}} = \frac{\partial \mathcal{Q}_{_{\mathrm{AB}}}}{\partial p_{_{\mathrm{AB}}}}$$
 при $\varepsilon = \varepsilon^{\bullet}$ і $p_{_{\mathrm{AB}}} = p_{_{\mathrm{AB}}}^{\bullet}$.

ISSN 2411-3441 (print)

З урахуванням проведеної лінеаризації вихідна нелінійна система диференціальних рівнянь (1)–(5) набуває вигляду:

$$\begin{cases} m\ddot{z} + h^{e}\dot{z} + _{C_{III}}z - R_{_{30BH}} = C_{_{IIP}}(y - z); \\ m_{_{1}}\ddot{y}_{_{1}} + k_{_{B}}^{e}\dot{y}_{_{1}} + C_{_{IIP}}(y - z) = Fp_{_{AB}}; \\ m_{_{2}}\ddot{u} - k_{_{B}}^{e}\dot{y}_{_{1}} + C_{_{0}}u = -Fp_{_{AB}}; \\ F\dot{y}_{_{1}} + k_{_{c}}\dot{p}_{_{AB}} + k_{_{BHT}}p_{_{AB}} = k_{_{Qe}}\varepsilon - k_{_{Qp}}p_{_{AB}}; \\ \varepsilon = k_{_{3,3}}(k_{_{Rep}}x_{_{BX}} - y) + k_{_{A,0}}u. \end{cases}$$
(6)

Система рівнянь (6) є базовою для подальшого аналітичного дослідження динамічних властивостей РП, встановлених в силовий контур системи бустерного керування ЛА.

Дослідження динамічних властивостей РП за характеристиками їх динамічної жорсткості. Подальші дослідження динамічних властивостей РП, схеми яких наведено на рис. 1, проводилися з використання методів теорії автоматичного управління. При цьому використовувалися такі загальновизнані поняття, як:

– добротність приводу:

$$D = k_{v} k_{3,3},$$

де $k_{\nu} = k_{Q_{\varepsilon}} / F$ – коефіцієнт підсилення РП за швидкістю;

 коефіцієнт жорсткості механічної характеристики приводу в околі розрахункової точки:

$$B = F^2 / (k_{O_D} + k_{BWT});$$

 жорсткість робочої рідини у порожнинах гідроциліндра РП:

$$C_{\rm r} = 2E_{\rm pig}^{\bullet}F/W_{\rm \kappa},$$

де E_{pig}^{\bullet} – приведений модуль пружності робочої рідини з урахуванням жорсткості стінок гідроциліндра РП, визначення якого наведено у роботі [6];

*W*_к – об'єм робочих камер гідроциліндра привода.

При відсутності міжпорожнинних перетікань у гідродвигуні приводу $B = \frac{F^2}{I}$.

$$k_{Qp}$$

Зазвичай дослідження динамічних властивостей РП систем керування ЛА проводиться з використанням двох підходів [1, 10–12]:

 за результатами аналізу реакції приводу на вхідний сигнал керування x_{вх} за відсутності або наявності аеродинамічного навантаження;

2) за результатами аналізу реакції приводу на збурення з виходу у випадку затиснутого керування ($x_{\text{вх}} = 0$).

У випадку використання першого підходу динамічні властивості РП зазвичай оцінюються за характером перехідних процесів в силовому контурі системи бустерного керування ЛА при ступінчастій зміні вхідного сигналу керування x_{вх}, а також за характеристиками частотними замкнутого розімкнутого контурів приводу при гармонійній зміні вхідного сигналу керування ($x_{RX} = A_x \sin(\omega t)$, де $A_x - b_x$ ω-колова частота). Оцінка амплітуда $x_{\rm BX}$; динамічних властивостей ΡП за частотними характеристиками проводиться здебільшого на етапі проектування приводу і системи керування ЛА, перехідних процесів дослідження зазвичай проводиться під час випробувань ЛА.

У випадку використання другого підходу досліджуються характеристики динамічної жорсткості приводу при синусоїдальній зміні характеру навантаження ($R_{30BH} = A_R \sin(\omega t)$, де A_R – амплітуда коливань зовнішнього навантаження R_{30BH}) і власні коливання приводу при різкому скиданні зовнішнього навантаження.

Слід також зазначити, що у разі проведення досліджень стійкості та динамічних властивостей РП, що використовуються в системах керування військово-транспортних і пасажирських літаків, можливе суттєве зниження порядку системи диференціальних рівнянь (6) за рахунок виключення з розгляду впливу приведеної маси вихідної ланки приводу m_1 і приведеної маси конструкції РП m_2 , що пов'язана з опорою його кріплення, зважаючи на те, що для таких літаків мають місце співвідношення $m_1 \ll m$ і $m_2 \ll m$ [2, 5].

Проведені дослідження також показують, що наявність позиційного аеродинамічного навантаження $R_{\rm m} = M_{\rm m} / r = C_{\rm m} z$, де $M_{\rm m}$ – аеродинамічний (шарнірний) момент на рульовій поверхні літака, r – радіус приєднання вихідної ланки приводу до рульової поверхні, впливає тільки на статичні характеристики приводу і не впливає на його динамічні характеристики [1, 2, 5]. З огляду на це для оцінки стійкості та інших динамічних властивостей РП можна не враховувати вплив позиційного аеродинамічного навантаження, вважаючи що $C_{\rm m} = 0$.

традиційний підхід до оцінки Перший, динамічних властивостей РП, що використовуються у системах керування сучасних ЛА, добре розроблений і дозволяє ще на стадії проектування системи керування ЛА з достатньою точністю визначити запаси стійкості РП за фазою та за амплітудою, а також смугу частот, що пропускає привод. Але таких підхід не дозволяю оцінити протифлатерні властивості РП. Тому розглянемо більш детально можливість оцінки протифлатерних властивостей РΠ за характеристиками їх динамічної жорсткості.

Розглянемо зв'язок між характеристиками динамічної жорсткості РП і його протифлатерними властивостями.

Динамічна жорсткість рульового приводу G(S)визначається відношенням зображення по Лапласу силового збурення R(S), що діє на вихідну ланку приводу, до зображення переміщення точки прикладання сили y(S), яке викликане цим силовим збуренням:

$$G(S) = \frac{R(S)}{Y(S)}$$

де *S* – оператор Лапласа.

РП, який встановлений на опорах кріплення обмеженої жорсткості, є елементом пружної системи «рульова поверхня – рульовий привод – опора кріплення приводу», що має внутрішнє джерело енергії – гідроживлення від гідравлічної системи ЛА.

Протифлатерні властивості РП залежать від його здатності до дисипації енергії крутильних коливань рульової поверхні ЛА навколо осі її обертання.

Згідно з аналізом наведеної вище динамічної моделі РП можливо отримати спрощений аналітичний вираз для динамічної жорсткості приводу:

$$G(S) = G_0 \frac{T_1 S + 1}{T_2 S + 1} \approx G_0 \frac{TS + 1}{\frac{G_0}{G_\infty} TS + 1},$$
 (7)

де G_0 – статична жорсткість приводу;

*T*₁ і *T*₂ – константи, що мають розмірність часу;

T = 1/D – стала часу приводу (D – добротність приводу);

 G_{∞} – амплітудна складова динамічної жорсткості приводу при збурюючій частоті сили $\omega \to \infty$.

Для РП розглянутих кінематичних схем значення G_{∞} визначається жорсткістю опори кріплення C_{o} , приведеною жорсткістю силової проводки керування C_{np} , гідравлічною жорсткістю C_{r} виконавчого гідродвигуна приводу і не залежить від кінематичної схеми приводу:

$$G_{\infty} = \frac{1}{\frac{1}{C_{0}} + \frac{1}{C_{np}} + \frac{1}{C_{r}}} = C_{\Sigma} .$$
(8)

Проте статична жорсткість РП буде істотно залежати від його кінематичної схеми і може буди приблизна визначена як:

$$G_{0} \approx \frac{1}{\frac{k_{Qp} + k_{BHT}}{k_{Qc}k_{33}F} + \frac{k_{AO}}{k_{33}}\frac{1}{C_{o}} + \frac{1}{C_{np}}} = \frac{1}{\frac{T}{B} + \frac{k_{AO}}{k_{33}}\frac{1}{C_{o}} + \frac{1}{C_{np}}}.(9)$$

Аналіз виразів (7, 8, 9) показує, що $\lim_{\omega \to \infty} G(j\omega) = G_{\Sigma}$, тобто РП є ідеальною пружиною в області великих частот.

Властивості приводу як пружної системи залежать від співвідношення сталих часу T_1 і T_2 . Якщо $T_1 > T_2$, привод має демпфіруючі властивості, при $T_1 = T_2$ – властивості ідеальної пружини, а при $T_1 < T_2$ – властивості активної системи, тобто такої, яка

ISSN 2411-3441 (print)

вносить у пружну систему «рульова поверхня – рульовий привід – опори кріплення приводу» додадкову енергію.

З точки зору демпфірування флатерних коливань необхідно забезпечити перше співвідношення ($T_1 > T_2$), що завжди виконується для абсолютно жорсткого приводу (рідина – нестислива, місце кріплення – непружне), коли $C_{\Sigma} \rightarrow \infty$; у цьому випадку $T_2 \rightarrow 0$. Практично досить виконувати умову $C_{\Sigma} > G_0$ за допомогою зменшення коефіцієнта *B* (використання проточного золотника або введення міжпорожнинних перетікань у гідродвигуні приводу), оскільки істотно підвищити C_{Σ} зазвичай не вдається.

Для аналітичного визначення величини фазового зсуву між зовнішнім навантаженням R(S) і переміщенням вихідної ланки приводу y(S) можуть бути використані вирази [8, 9]:

$$\phi(\omega) = -\arctan \frac{G_0}{G_{\infty}} T \omega + \arctan G_0 > 0$$

або

$$\varphi(\omega) = -180^{\circ} - \operatorname{arctg} \frac{G_0}{G_{\infty}} T \omega + \operatorname{arctg} T \omega$$
 при $G_0 < 0$.

Проведені дослідження показують, що на характеристики динамічної жорсткості РП істотний вплив має його кінематична схема [2]. Це пов'язано з тим, що при статичному і динамічному навантаженні вихідної ланки деформація опори кріплення через важільну систему зворотного зв'язку, або іншим шляхом, передається на золотник, створюючи відповідну додаткову непогодженість Δε, яка відпрацьовується приводом. В залежності від кінематичної схеми приводу цей вплив еквівалентний додатковому позитивному або від'ємному зворотному зв'язку за навантаженням й істотно впливає на характеристики динамічної жорсткості приводу.

На рис. 2 представлено типові логарифмічні частотні характеристики динамічної жорсткості РП, кінематичні схеми яких наведено на рис. 1.





З аналізу цих характеристик випливає, що найбільшу стійкість і найкращі протифлатерні властивості мають РП, виконані за схемою з оберненою кінематикою, що обумовлено тим, що такі фазочастотну приводи мають характеристику динамічної жорсткості в області позитивних значень фазового зсуву між зовнішнім навантаженням R(S) і переміщенням вихідної ланки приводу y(S). Вони можуть бути використані для демпфірування рульової флатерних коливань поверхні без застосування спеціальних коригувальних зворотних зв'язків.

Результати досліджень дозволяють зробити висновок, що існує однозначний зв'язок між характеристиками динамічної жорсткості РП і його стійкістю. РП буде стійким, якщо його статична жорсткість $G_0 > 0$ і виконується умова:

$$\frac{G_{\infty}}{G_0} > 1 - \frac{h^{\rm e}}{mD},\tag{10}$$

де *h*^e – еквівалентний коефіцієнт в'язкого тертя у силовій частині системи бустерного керування;

m – приведена маса рульової поверхні;

D – добротність приводу.

Зважаючи на те, що сили демпфірування в силовому контурі системи бустерного керування ЛА без спеціального демпфера незначні, для забезпечення стійкості РП виконуватися умова $(G_{\infty} / G_0) > 1$.

Аналіз умови стійкості (10) підтверджує зроблений раніше висновок про підвищену стійкість РП з «оберненою» кінематикою. Їх застосування істотно спрощує вирішення проблеми стійкості системи бустерного керування ЛА за наявності великих інерційних навантажень і малого власного демпфірування рульової поверхні.

З фізичної точки зору підвищені запаси стійкості РП з «оберненою» кінематикою пояснюється тим, що при такій кінематичній схемі приводу деформація його опори приводить до зменшення відкриття золотникового розподільника, зменшуючи, таки чином, кількість гідравлічної енергії, що поступає до РП. Так як деформація опори кріплення приводу пропорційна перепаду тиску між порожнинами гідроциліндра, то можна зробити висновок, що у такому приводі за рахунок «оберненої» кінематики реалізується додатковий від'ємний зворотний зв'язок за навантаженням.

Достатні запаси стійкості дозволяють підвищити добротність РП з «оберненою» кінематикою, збільшуючи, тим самім, швидкодію приводу і смугу частот, що пропускає привод.

Відносним недоліком РП з «оберненою» кінематикою є менша у порівняння з РП інших кінематичних схем статична точність позиціювання, що необхідно враховувати при їх застосуванні.

Таким чином, можна зробити висновок, що для забезпечення протифлатерних властивостей системи бустерного керування ЛА необхідно мати максимально можливу жорсткість силового контуру «рульова поверхня – рульовий привод – опора кріплення приводу».

Реалізації цієї умови відповідає конструкція силового контуру з відносно великою статичною жорсткістю G₀, але це створює проблеми з забезпеченням стійкості РП при великих інерційних навантаженнях на його вихідній ланці. Тому у цьому випадку рекомендується [4, 5, 12] використовувати в силовому контурі системи бустерного керування РП з «оберненою» кінематикою (схема «б» на рис. 1), а максимально підвищити також жорсткість C_{r} гідравлічної пружини приводу (за рахунок максимального зменшення «мертвих» об'ємів рідини у його порожнинах та інших конструктивних доробок).

Висновки. Отримані результати досліджень підтверджують можливість оцінки динамічних властивостей РП за характеристиками їх динамічної жорсткості.

На основі аналізу математичної моделі роботи РП в системі бустерного керування ЛА отримано вираз (10) для оцінки стійкості РП за амплітудночастотною характеристикою його динамічної жорсткості.

Для комплексного вирішення проблеми стійкості РП системи бустерного керування ЛА рекомендується використовувати в її силовому контурі РП із «оберненою» кінематикою («б» на рис. 1).

Оцінку протифлатерних властивостей РП рекомендується виконувати за фазочастотною характеристикою динамічної жорсткості приводу.

Для демпфування флатерних коливань рульових поверхонь ЛА найбільш доцільно використовувати РП з «оберненою» кінематикою, що мають протифлатерні властивості.

Список литературы: 1. Абрамов С. І. Гідравлічні слідкуючі приводи систем керування літальних апаратів : навч. посібник / С. І. Абрамов, Г. Й. Зайончковський. – К. : КМУЦА, 2000. – 224 с. 2. Абрамов С. І. Проектування систем керування літальних апаратів. Системи керування літака з гідромеханічним приводом : навч. посібник / С. І. Абрамов, Г. Й. Зайончковський. – К. : НАУ, 2005. – 188 с. 3. Гониодский В. И. Привод рулевых поверхностей самолетов / В. И. Гониодский, Ф. И. Склянский, И. С. Шумилов. – М. : Машиностроение, 1974. – 320 с. 4. Шумилов. – М. : МГТУ управления рулями самолетов / И. С. Шумилов. – М. : МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2009. – 469 с. 5. Гамынин Н. С. Проектирование следящих гидравлических приводов летательных аппаратов Н. С. Гамынин, А. И. Баженов, В. И. Карев [и др.]. – М. Машиностроение, 1981. - 312 с. 6. Гамынин Н. С. Гидравлические приводы летательных аппаратов : учеб. для авиационных специальностей вузов / Н. С. Гамынин, В. И. Карев, А. М. Потапов [u др.]. - М. : Машиностроение, 1992. - 368 с. 7. Бочаров В. Я. Системы управления самолетов : энциклопедия «Машиностроение». / В. Я. Бочаров, И. С. Шумилов. - М. : Машиностроение, 2004. -Том IY-21, книга 2 : Самолеты и вертолеты. Проектирование, конструкции и системы самолетов и вертолетов. -754 c. 8. Нейман В. Г. Гидроприводы авиационных систем управления / В. Г. Нейман. – М.: Машиностроение, 1973. – 200 с. 9. Попов Д. Н. Инженерные исследования гидроприводов летательных аппаратов / М.: Машиностроение, 1978. Л. Н. Попов. 142 c. 10. Ермаков С. А. Проектирование гидроприводов летательных аппаратов / С.А. Ермаков. // Проектирование гидравлических систем машин. – М. : Машиностроение, 1992. – С. 12–19. 11. Оболенский Ю. Г. Введение в проектирование систем авиационных рулевых приводов / Ю. Г. Оболенский, С. А. Ермаков, Г. В. Сухоруков. – М. : ГУП Окружная газета ЮЗАО, 2011. – 344 с. 12. Зайончковський Г. Й. Оцінка стійкості і протифлатерних властивостей гідромеханічних рульових слідкуючих приводів / Г. Й. Зайончковський // Промислова гідравліка і пневматика. - 2006. -№1 (11). - C. 53-58.

Bibliography (transliterated): 1. Abramov, Ye. I., and G. I. Zaionchkovskyi. Hidravlichni slidkuyuchi privody system keruvannya litalnuch aparativ. Kyiv : KMUTSA, 2000. Print. 2. Abramov, Ye. I., and G. I. Zaionchkovskyi. Proektuvannya system keruvannya litalnuch aparativ. Systemy keruvannya litaka z hidromekhanichnum pryvodom. Kyiv : NAU, 2005. 3. Honiodskiy, V. I., F. I. Sklyanskiy and I. S. Shumilov. NAU, 2005. Print. Privod rulevukh poverkhnostey samoletov. Moscow : Mashinostroenie, 1974. Print. 4. Shumilov, I. S. Sistemy upravleniya pulyami samaletov. Moscow : MHTU im. N. E. Baumana, 2009. Print. 5. Hamynin, N. S., et al. Proektirovanie sledyaschikh privodov letatelnukh apparatov. Mashinostroenie, 1981. Print. 6. Hamynin, N. S., et al. Moscow : Hidravlicheskie privody letatelnykh apparatov. Moscow Mashinostroenie, 1992. Print. 7. Bocharov, V. Ya., and I. S. Shumilov. Sistemy upravleniya samoletov. Samolety i vertolety. Proektirovanie, konstruktsii I sistemy samoletov i vertoletov. IY-21.2. Moscow : Mashinostroenie, 2004. Print. 8. Neyman, V. H. Hidroprivody aviatsionnykh system ypravleniua. Moscow : Mashinostroenie, 1973. Print. 9. Popov, D. N. Inzhenernye issledovaniyz hidroprivodov letatelnykh apparatov. Moscow : Mashinostroenie, 1978. Print. "Proektirovanie hidro-privodov 10. Ermakov S A letatelnykh apparatov." Proektirovanie hidravlicheskikh system mashin. Moscow : 1992. 12-19. Mashinostroenie, Print. 11. Obolebskyi, Yu. H., S. F. Ermakov and H. V. Sukhorukov. Vvedenie v proektirovanie system aviatsionnykh rulevukh privodov. Moscow : HUP Okryzhnaya hazeta YUZAO, 2011. Print. 12. Zaionchkovskyi, G. I. "Otsinka stiykosti I hidromekhanichnukh protuflaternykh vlastuvostey rulevukh slidkuyuchukh pruvodiv." Promuslova hidravlika i pnevmatuka. No. 1.11. 2006. 53-58. Print.

Надійшла (received) 27.09.2015

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Зайончковський Геннадій Йосипович – доктор технічних наук, професор, Національний авіаційний університет, завідувач кафедри гідрогазових систем, м. Київ; тел.: (044) 408-45-54, (067) 939-44-51; e-mail: evgenia zay@mail.ua.

Zaionchkovskyi Hennadii Iosifovich – Doctor of Technical Sciences, Full Professor, National Aviation University, Director of hydrogaz department, Kyiv; tel.: (044) 408-45-54, (067) 939-44-51; e-mail: evgenia zay@mail.ua.

УДК 621.646.42: 621.05: 621.454.2

С. А. ШЕВЧЕНКО, А. Л. ГРИГОРЬЕВ, М. С. СТЕПАНОВ

УТОЧНЕННЫЙ РАСЧЁТ ДИНАМИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ГАЗА В ШАРОБАЛЛОНЕ

Выполнено уточнение замкнутой дискретно-континуальной модели пневмосистемы запуска ракетного двигателя, учитывающее инерционность газа при его нестационарном выпуске из шаробаллона. Указанный эффект моделируется при использовании приведенной массы газа. Впервые для полости сферической формы разработан метод расчёта приведенной массы и получены аналитические формулы, удобные для практики. Показано, что учет инерционности газа в горловине и штуцере шаробаллона изменяет частоты колебаний системы и улучшает сходимость расчётных и экспериментальных данных. Разработанный математический аппарат используется для уточнения расчетной формулы коэффициента теплоотдачи от газа к стенкам баллона.

Ключевые слова: жидкостный ракетный двигатель, пневмосистема запуска, дискретно-континуальная модель, динамический анализ, приведенная масса газа, теплообмен со стенкой.

Введение и цель исследования. Шаробаллон, заполненный сжатым газом, является источником энергии для многих агрегатов автоматики современной космической техники.

Так в ГП «Конструкторское бюро «Южное» для запуска жидкостных ракетных двигателей (ЖРД) многократного включения, устанавливаемых на верхних ступенях ракет, разрабатываются системы раскрутки турбонасосного агрегата [1] инертным рабочим телом - сжатым азотом или гелием, закачанным перед стартом в баллон 1 (рис. 1) под начальным давлением 25-35 МПа. В процессе работы давление уменьшается в 3-5 раз, ЭТО но высокорасходные регуляторы 6 с пневматическим управлением поддерживают постоянное давление газа *p*₂ на входе в коллектор пусковой турбины, что необходимо для обеспечения идентичности запуска при всех включениях двигателя (рис. 2).



Рис. 1 – Схема пневмосистемы запуска ЖРД: 1, 11 – шаробаллон; 2, 4, 8 – датчики давления; 3, 7 – входной и выходной трубопроводы; 5 – пневмоклапан; 6 – регулятор давления;9 – электропневмоклапан; 10 – газовый редуктор

Баллон 11 заправлен сжатым гелием, который используется для управления системой запуска и некоторыми другими агрегатами двигателя. По мере расходования гелия его давление уменьшается почти в 2 раза, но благодаря работе газового редуктора 10 в линиях управления (после клапанов 9) давления остаются стабилизированными.

В статьях [2-5] описаны расчётные методы,

используемые для математического моделирования пневмосистемы запуска ЖРД, а в [6] – замкнутая дискретно-континуальная модель этой системы.

Модель учитывает колебания параметров газа в трубопроводах, сжимаемость, нагрев и теплообмен газа со стенками полостей, газодинамические силы, действующие на клапаны, колебания витков замыкающих пружин, размыкания кинематической цепи в сервоприводах регулятора и редуктора, сухое трение в уплотнительных манжетах.

На основе обработки 32-х включений для двух ЖРД была доказана удовлетворительная сходимость для основных результатов расчёта и эксперимента, полученных по этой модели и при огневых испытаниях двигателя. Но для начального периода всех включений при сопоставлении расчётных и экспериментальных данных замечены два отличия:

- в конце трубопровода 3 давления газа p_{κ} (датчик 3, рис. 1) колебались с частотой 120 Гц в эксперименте и 160 Гц в расчёте (рис. 3–5);

- в начале трубопровода 3 (у шаробаллона 1, датчик 2) давления газа $p_{\rm H}$ имели заметную амплитуду колебаний в эксперименте и крайне низкую амплитуду в расчёте.

Целью данного исследования являлось устранение указанного расхождения, для чего понадобилось пересмотреть и уточнить модель, описывающую изменения параметров газа в шаробаллоне.

Традиционная модель системы «шаробаллон – трубопровод» и её динамический анализ. В дискретной части модели [6] баллон рассматривался как единая полость и описывался двумя обыкновенными дифференциальными уравнениями:

- сжимаемости для газа в полости,

$$V_{b}dP_{b} / dt = -R \cdot k \cdot \dot{m}_{b,2} \cdot \sigma(T_{b}, T_{2}) - (k-1) \cdot q_{b} , (1)$$

- и неразрывности для массы газа,

$$dM_{h}/dt = -\dot{m}_{h2}; \qquad (2)$$

- для определения температуры использовался закон Клапейрона:

$$P_b V_b = M_b R T_b \,. \tag{3}$$

© С. А. Шевченко, А. Л. Григорьев, М. С. Степанов, 2015



Рис. 2 - Колебания давления до и после регулятора при огневом испытании двигателя



Рис.3 – Колебания давлений газа в концевых сечениях трубопровода 3 (эксперимент)



Рис.4 – Амплитуды преобразования Фурье для давлений в концевых сечениях трубопровода (обработка результатов эксперимента)



Рис.5 – Амплитуды преобразования Фурье для давлений в концевых сечениях трубопровода (обработка результатов расчета)

Здесь P_b, T_b, V_b, M_b – давление, температура, объём и масса газа в баллоне; R, k – газовая постоянная и показатель адиабаты; $\dot{m}_{b,2} = f_{\rm T} \rho_{\rm H} U_{\rm H}$ – поток газа в горловине баллона; $f_{\rm T}$ – площадь внутреннего сечения трубопровода 3; $\rho_{\rm H}, U_{\rm H}$ – плотность и скорость газа в его входном сечении у баллона; $q_b = \alpha_{\rm or} f_{\rm cr} (T_b - T_{\rm cr})$ – поток тепла, уходящий от газа в стенку полости; $\alpha_{\rm or}$ – коэффициент теплоотдачи; $f_{\rm cr}, T_{\rm cr}$ – площадь стенки и её контактная температура; ступенчатая функция $\sigma(T_b, T_2)$ учитывает теплосодержание газа,

$$\sigma(T_i, T_j) = \begin{bmatrix} T_i, \dot{m}_{i,j} \le 0; \\ T_j, \dot{m}_{i,j} > 0. \end{bmatrix}$$

Для расчёта температуры стенки T_{cr} в континуальной части модели [6] решается интегродифференциальное уравнение:

$$\alpha_{\rm or}(T_b(t) - T_{\rm cr}(t)) = \lambda_{\rm cr} \int_0^t WT(t-\tau)T_{\rm cr}'(\tau) \ d\tau \ , \quad (4)$$

где разностное ядро интеграла имеет вид:

$$WT(t) = \frac{1}{\sqrt{\pi\alpha_{\rm cr} t}} \left[1 + 2\sum_{j=1}^{\infty} (-1)^j \exp(-(l_{\rm cr} j)^2 / (\alpha_{\rm cr} t)) \right],$$

 $\lambda_{\rm cr}, \alpha_{\rm cr}, l_{\rm cr}$ – коэффициенты теплопроводности, температуропроводности и толщина стенки, и выводятся формулы для коэффициента теплоотдачи при конвективном и диффузном теплообмене. В частности на основе зависимостей Михеева [7], полученных при турбулентных течениях, для моделирования выпуска газа из баллона выведена формула:
$$\alpha_{\rm or} = 0.021 c_p^{0.43} \,\mu_{\rm r}^{-0.37} \lambda_{\rm r}^{0.57} (\dot{m}_{b,2} \,/\,\Pi)^{0.8} \,/\,h\,, \qquad (5)$$

где c_p, μ_r, λ_r – теплоёмкость, динамическая вязкость и теплопроводность газа; h, Π – усредненный поперечный размер и периметр течения, $h = 0, 4 \cdot D$; $\Pi = 0, 1 \cdot \pi D$, D_b – диаметр шаробаллона.

Для моделирования трубопровода 3 использовались уравнения одномерной газовой динамики

$$\begin{cases} \frac{\partial U}{\partial t} + U \frac{\partial U}{\partial x} + (1/\rho) \frac{\partial P}{\partial x} = -2KU; \\ (1/a^2 \rho) \frac{\partial P}{\partial t} + U \frac{\partial P}{\partial x} + \frac{\partial U}{\partial x} = 0. \end{cases}$$
(6)

Здесь x – координата; t – время; U, P – скорость и давление газа; K – фактор газодинамического сопротивления. Температура T, плотность ρ и скорость звука a определялись из условий адиабатичности этого процесса, причем $a = \sqrt{kRT}$.

В статье [4] описан метод, разработанный для решения системы (6). Чтобы учесть сопротивление и сохранить устойчивость решения при большом наблюдательном времени было предложено в дополнение к паре классических инвариантов Римана $F_{\rm np}, W_{\rm of}$ (рис. 6) учитывать ещё одну пару функций, определяемых уравнениями:

$$\begin{cases} dW_{\rm np} / dt + 0.5K(1+M) \cdot W_{\rm np} = 0.5K(1+M) \cdot F_{\rm np}; \\ dF_{\rm of} / dt + 0.5K(1-M) \cdot F_{\rm of} = 0.5K(1-M) \cdot W_{\rm of}, \end{cases}$$

где *М* – число Маха для концевого сечения трубопровода, в котором формируется волна.

Инвариант W_{np} распространяется по трубопроводу в ту же сторону, что и F_{np} , и испытывает то же затухание; в известные волновые соотношения между функцией давления $\varepsilon(P)$ и скоростью газа $F + W = \varepsilon(P)$, F - W = U он входит как слагаемое обратной волны W.

Аналогичную роль играет инвариант F_{oo} , который является слагаемым прямой волны F.



Рис.6 – Инварианты Римана: *а* – классический, б – уточненный метод

Для выполнения динамического анализа система уравнений (1–3, 6) была упрощена и линеаризована; в частности, в ней пренебрегли теплообменом со стенкой баллона, газодинамическим сопротивлением и конвективным переносом в трубопроводе, а также зависимостью скорости газа от давления при его надкритическом истечении через клапан регулятора 6. Получили следующие уравнения:

$$\begin{cases} \frac{V_{\scriptscriptstyle \rm H}}{a^2 \,\rho} \frac{dP_{\scriptscriptstyle \rm H}}{dt} = f_{\scriptscriptstyle \rm T}(W(t-\tau) - F(t)); \varepsilon(P_{\scriptscriptstyle \rm H}) = W(t-\tau) + F(t); \\ \frac{V_{\scriptscriptstyle \rm K}}{a^2 \,\rho} \frac{dP_{\scriptscriptstyle \rm K}}{dt} = f_{\scriptscriptstyle \rm T}(F(t-\tau) - W(t)); \varepsilon(P_{\scriptscriptstyle \rm K}) = F(t-\tau) + W(t), \end{cases}$$

где $P_{\rm H}, P_{\rm K}$ – давления в начальном и конечном сечениях трубопровода; $V_{\rm H}, V_{\rm K}$ – величины концевых объёмов. Далее скорость звука *а* и плотность газа р будем считать постоянными величинами. Тогда и функция давления примет упрощённый вид:

$$\varepsilon(P) = \int_{P_0}^{P} \frac{dp}{a\rho} = \frac{1}{a\rho} \cdot (P - P_0) ,$$

где P_0 – начальное давление в баллоне, и после очевидных преобразований получим

$$\begin{cases} \frac{V_{\scriptscriptstyle \rm H}}{af_{\scriptscriptstyle \rm T}} \cdot \frac{d}{dt} \left[\frac{P_{\scriptscriptstyle \rm H} - P_0}{a\rho} \right] = W(t - \tau) - F(t); \\ \frac{P_{\scriptscriptstyle \rm H} - P_0}{a\rho} = W(t - \tau) + F(t); \\ \frac{V_{\scriptscriptstyle \rm K}}{af_{\scriptscriptstyle \rm T}} \cdot \frac{d}{dt} \left[\frac{P_{\scriptscriptstyle \rm K} - P_0}{a\rho} \right] = F(t - \tau) - W(t); \\ \frac{P_{\scriptscriptstyle \rm K} - P_0}{a\rho} = F(t - \tau) + W(t). \end{cases}$$
(7)

Множители перед производными имеют физическую размерность времени, а под знаком производных – размерность скорости, обозначим их

$$\tau_{\rm H} = \frac{V_{\rm H}}{a f_{\rm T}}, \ \tau_{\rm k} = \frac{V_{\rm k}}{a f_{\rm T}}, \ u_{\rm H} = \frac{P_{\rm H} - P_{\rm 0}}{a \rho}, \ u_{\rm k} = \frac{P_{\rm k} - P_{\rm 0}}{a \rho}.$$

В результате система (7) запишется так:

$$\begin{cases} \tau_{\rm H} \frac{du_{\rm H}}{dt} = W(t-\tau) - F(t); \ u_{\rm H} = W(t-\tau) + F(t); \\ \tau_{\rm K} \frac{du_{\rm K}}{dt} = F(t-\tau) - W(t); \ u_{\rm K} = F(t-\tau) + W(t). \end{cases}$$
(8)

Как это обычно делают в теории колебаний, ищем решение системы (8) в виде:

$$u_{\mathfrak{H}}(t) = u_{\mathfrak{H}}e^{i\omega t}, u_{\kappa}(t) = u_{\kappa}e^{i\omega t}, F(t) = Fe^{i\omega t}, W(t) = We^{i\omega t}.$$

где значения амплитуд – это постоянные комплексные числа; ω – круговая частота, $\omega = \upsilon \cdot 2\pi$; *i* – мнимая единица.

Подстановка в (8) даёт систему 4-х алгебраических уравнений первой степени:

$$\begin{cases} \tau_{\rm H} \cdot i\omega \cdot u_{\rm H} = W \cdot Z(\omega) - F; \ u_{\rm H} = W \cdot Z(\omega) + F \\ \tau_{\rm K} \cdot i\omega \cdot u_{\rm K} = F \cdot Z(\omega) - W; \ u_{\rm K} = F \cdot Z(\omega) + W \end{cases}, \tag{9}$$

где $Z(\omega) = \exp(-i\omega\tau)$.

Однородная система (9) имеет нетривиальное решение, если её определитель равен 0:

$ au_{_{ m H}} \cdot i \omega$	0	1	$-Z(\omega)$	
1	0	-1	$-Z(\omega)$	
0	$\tau_{_{\rm K}} \cdot i\omega$	$-Z(\omega)$	1	= 0.
0	1	$-Z(\omega)$	-1	

Раскрытие определителя привело к уравнению:

$$Z^{2}(\omega) - 1)[1 - \omega^{2}\tau_{H}\tau_{\kappa}] - (Z^{2}(\omega) + 1)i\omega[\tau_{H} + \tau_{\kappa}] = 0,$$

ИЛИ

(

$$\frac{\mathrm{tg}(\omega\tau)}{\omega\tau} = \frac{z_{\mathrm{H}} + z_{\mathrm{K}}}{\left(\omega\tau\right)^2 z_{\mathrm{u}} z_{\mathrm{K}} - 1},\tag{10}$$

где $z_{_{\rm H}} = \tau_{_{\rm H}} / \tau = V_{_{\rm H}} / V_{_{\rm T}}, z_{_{\rm K}} = \tau_{_{\rm K}} / \tau = V_{_{\rm K}} / V_{_{\rm T}}; V_{_{\rm T}} = f_{_{\rm T}}L$ – объём газа в трубопроводе.

Оказалось, что частота колебаний зависит не только от длины трубопровода L, но и от величины концевых объёмов $V_{\rm H}, V_{\rm K}$, а если сформулировать точнее – от безразмерных параметров $z_{\rm H}, z_{\rm K}$. Если принять величины этих объёмов нулевыми, то частота υ будет определяться временем запаздывания волн, и в акустическом приближении мы получим:

$$v_{a\kappa} = a/(2L) \approx 110 \Gamma \mu$$

Чтобы оценить влияние концевых объёмов нужно решать трансцендентное уравнение (10), что не сложно сделать графически. На рис.7 функции

$$\Phi T(\Delta v) = \frac{\mathrm{tg}(\pi \cdot \Delta v)}{\pi \cdot \Delta v}; \quad \Phi Z(\Delta v) = \frac{z_{\mathrm{H}} + z_{\mathrm{K}}}{(\pi \cdot \Delta v)^2 z_{\mathrm{H}} z_{\mathrm{K}} - 1},$$

а относительная частота Δv определяется в долях частоты $v_{a\kappa}$. Анализируемой системе отвечают соотношения $V_{\mu} >> V_{\tau} >> V_{\kappa}$, которые приводят к полуцелым значениям акустической частоты 55 Гц, 165 Гц, 275 Гц, и так далее; эти же частоты присутствуют на рис. 4.

Следовательно, несмотря на принятые упрощения, линеаризованная модель правильно описывает свободные колебания системы, и мы можем использовать её как основу для дальнейшего анализа.



Рис.7 – Графический метод определения частот

Численный и аналитический расчёт приведенной массы газа для шаробаллона. Если размер полости во много раз меньше длины волны, то инерцию жидкости или газа обычно учитывают при помощи приведенной массы *m*_{пр} [8], которую вычисляют по формуле

$$m_{\rm np} = \frac{1}{u_0^2} \cdot \iiint_{V_b} \rho u^2 \, dV \,, \qquad (11)$$

где ρ, u – распределения плотности и скорости среды внутри полости V_b ; u_0 – средняя скорость среды в сечении, для которого приводится масса.

В каналах штуцера и конфузора (на рис. 8 они не показаны) приведенная масса газа может быть вычислена известными методами [8]. Но приходится учитывать, что эти формулы получены для равномерного поля скоростей в поперечном сечении потока, поэтому реальное значение приведенной массы больше расчетного значения, и его нужно уточнять, например, по результатам обработки эксперимента.



Рис.8 – Продольное сечение шаробаллона

При расчёте шаробаллона массу движущегося газа будем приводить к поперечному сечению подводящей трубы (на рис. 8 её диаметр обозначен *d*). Пунктирные линии на рис. 8 получены при использовании метода конечных объемов для решения задачи построения безвихревого осесимметричного стационарного поля скоростей:

$$\vec{u} = \operatorname{grad} \Psi, \ \operatorname{div} \vec{u} = [1/(a^2 \rho)] dP_h / dt = \operatorname{const},$$

где P_b – давление в баллоне, и отвечают условию постоянства модуля скорости; в первом приближении их можно считать дугами окружностей радиуса r, перпендикулярных поверхности шаробаллона.

Расчетная схема метода конечных объемов показана на рис. 9; для анализируемого баллона использовано N = 2295 колец, образующих 27-мь шаровых оболочек и 85-ть конусных сечений. Для центра каждой ячейки определялось значение потенциала $\Psi_j, j \in \overline{1, N}$; в выпускном канале приняли $\Psi_0 = 0$.



Рис.9 – Поперечные сечения конечных объемов

Известная формула Гаусса-Остроградского применялась к каждой расчетной ячейке, что привело к системе равенств

$$\sum_{l} S_{j,l} \cdot U_{j,l} = \operatorname{div} \vec{u} \cdot V_{j} , \ j = 1, 2, ..., N , \quad (12)$$

где V_j – объем ячейки; $S_{j,l}$ – площади её четырех (либо трех) границ; $U_{j,l}$ – скорости переноса газа через соответствующую границу, которые определялись как разностные отношения вида:

$$\frac{\Psi(r+\Delta r,\varphi)-\Psi(r,\varphi)}{\Delta r},\frac{\Psi(r,\varphi+\Delta\varphi)-\Psi(r,\varphi)}{r\Delta\varphi},(13)$$

составленные из потенциалов соседних узлов.

Решалась линейная задача, поэтому дивергенция поля и радиус баллона приняты равными единице.

Подстановка выражений (13) в равенства (12) привела к системе N линейных уравнений с N неизвестными – потенциалами Ψ_j ; матрица системы оказалась разреженной и имела 5-ть ненулевых диагоналей. Система решалась численно при использовании стандартной программы комплекса MathCAD, после чего были вычислены скорости переноса U_{il} и для каждой ячейки по формуле:

$$Um_j = \sqrt{0.5\sum_l U_{j,l}^2}$$

определено среднеквадратичное значение модуля скорости. Изолинии этого поля оказались близки к тем линиям, которые показаны на рис. 8, и это обстоятельство позволило разработать аналитический метод расчета баллона.

Аналитический расчёт баллона удобно проводить в специальной системе координат φ, ψ, θ , где углы φ и ψ показаны на рис. 8, а угол θ отвечает повороту сечения вокруг продольной оси.

Если полюс декартовой системы координат x, y, z поместить в центр баллона O, и ось Oz направить вдоль его продольной оси OO_1 , то мы получим следующие зависимости:

$$\begin{cases} x = R \operatorname{tg} \varphi \sin \psi \cos \theta; \\ y = R \operatorname{tg} \varphi \sin \psi \sin \theta; \\ z = R/\cos \varphi - R \operatorname{tg} \varphi \cos \psi; \end{cases} \begin{cases} \varphi \in [0, \pi - \varphi 0]; \\ \psi \in [\pi/2 - \varphi, \varphi - \pi/2]; \\ \theta \in [0, 2\pi], \end{cases}$$

где угол $\varphi 0 = \arcsin(d/D)$ отвечает горловине баллона; D = 2R – диаметр баллона.

По этим зависимостям был определён якобиан для тройного интеграла (11):

$$J(\varphi, \psi, \theta) = R^3 (\operatorname{tg}^2 \varphi / \cos^2 \varphi) \cdot \sin \psi \cdot (1 - \sin \varphi \cos \psi)$$

и вычислен его интеграл по сферическому слою:

$$j(\varphi) = \iint_{\Omega(\varphi)} J(\varphi, \psi, \theta) \, d\psi d\theta =$$

= $\| \Omega(\varphi) : \{ \psi \in [\pi/2 - \varphi, \varphi - \pi/2]; \theta \in [0, 2\pi] \| =$
= $2\pi R^3 (\operatorname{tg}^2 \varphi/\cos^2 \varphi) \cdot [1 - \sin \varphi (1 + 0.5 \cos^2 \varphi)],$

кроме того, была получена формула для площади $S(\varphi)$ поверхности $\Omega(\varphi)$:

$$S(\varphi) = 2\pi R^2 \operatorname{tg}^2 \varphi \cdot (1 - \sin \varphi) \,.$$

Что позволило найти объём газа $V(\phi)$,

$$V(\varphi) = \int_0^{\varphi} j(\varphi) d\varphi = \pi R^3 / 3 \cdot (1 - \cos \varphi)^2 (2 + \cos \varphi) + \pi R^3 / 3 \cdot \operatorname{tg}^3 \varphi (1 - \sin \varphi)^2 (2 + \sin \varphi),$$

и вычислить скорость газа внутри баллона:

$$u(\varphi) = u_0 f_{\tau} \cdot V(\varphi) / S(\varphi)$$
.

Дальнейший анализ выполнялся при использовании пакета компьютерных программ MathCAD. В интеграле (11) плотность газа может приниматься одинаковой, а угол φ 0 мал, поэтому

$$m_{\rm np} = \frac{1}{u_0^2} \cdot \rho \iiint_{V_b} u^2 \, dV = f_{\rm r} \rho \int_0^{\pi - \varphi_0} \left[\frac{V(\varphi)}{S(\varphi)} \right]^2 j(\varphi) \, d\varphi \approx$$
(14)
$$\approx \rho V \cdot (\varphi_0) / 6 \approx M_b \cdot (d/D)^3 \cdot \pi^2 / 6,$$

где M_b – это масса газа в шаробаллоне; d/D < 0,2 – условие аппроксимации.

Результаты использования формулы (14) сравнивались с результатами расчета приведенной массы по методу конечных объёмов,

$$m_{\rm np} = \frac{1}{Um_0^2} \cdot \rho \cdot \sum_{j=1}^N Um_j^2 \cdot V_j$$

где $Um_0 = (4/3)/(\Delta \varphi^2)$ — скорость в выпускном сечении; оказалось, что для значений отношения диаметров d/D, характерных для шаробаллонов, расхождение не превышает 10 %.

Использование для этой же задачи простейшей модели сферического течения газа из неограниченного объема в трубу с диаметром *d* (рис. 10) приводит к близкому значению:

$$m_{\rm np} = M_b \cdot (d/D)^3 \pi/2;$$

следовательно, величина диаметра баллона здесь слабо влияет на результат.



Рис. 10 – Изолинии сферического течения

На рис. 11 показано распределение кинетической энергии газа по сферическим слоям баллона; 50 % энергии сосредоточено внутри полусферы, примыкающей к горловине и имеющей диаметр $d_0 = 2d$.



Рис.11 – Доля ΔE кинетической энергии в слое $\varphi \in [0, \pi - \Delta \varphi \cdot \varphi 0]$

Приведенный объём штуцера шаробаллона. К этому же значению диаметра d_0 пришли и при решении задачи вычисления приведенного объёма $V_{\rm np}$, который нужно присоединить к штуцеру при расчёте сжимаемости газа. Согласно закону Бернулли внутри баллона поле давлений $P(\varphi)$ описывается

формулой $P(\varphi) = P_b + 0.5 \rho \cdot u^2(\varphi)$, откуда:

$$P(\varphi) = P_b + (P_{\rm H} - P_b) \cdot \Delta u^2(\varphi), \qquad (15)$$

где $\Delta u(\phi) = u(\phi)/u_0$ – это коэффициент формы поля скоростей, который не зависит от времени.

Давление P_b в баллоне изменяется медленно, и эффект приведенной массы на это изменение практического влияния не оказывает. Поэтому, данное поле давлений приводится к штуцеру, имеющему незначительный объём, а величина приведенного (дополнительного) объёма находится по формуле:

$$V_{\rm np} = \frac{1}{u_0^2} \cdot \iiint_{V_b} u^2 \, dV = m_{\rm np} \, / \, \rho \, . \quad (16)$$

Для вывода формулы (16) составим выражение, описывающее эффект сжимаемости газа в баллоне,

$$\frac{1}{a^2\rho} \cdot \iiint_{V_b} \frac{dP}{dt} dV$$

и преобразуем интеграл с учетом равенства (15):

$$\begin{split} \iiint_{V_b} \frac{dP}{dt} dV &= \frac{dP_b}{dt} \cdot V_b + \left(\frac{dP_b}{dt} - \frac{dP_{\mu}}{dt}\right) \iiint_{V_b} \Delta u^2 \, dV = \\ &= \frac{dP_b}{dt} \cdot V_b + \left(\frac{dP_b}{dt} - \frac{dP_{\mu}}{dt}\right) \cdot \frac{m_{\mu\mu}}{\rho} = \\ &= \frac{dP_b}{dt} \cdot (V_b - V_{\mu\mu}) + \frac{dP_{\mu}}{dt} \cdot V_{\mu\mu}, \end{split}$$

что и требовалось показать.

Полученный результат близок к объёму полушара, имеющему диаметр $d_0 = 2d$.

Для исследуемого шаробаллона расчетное значение приведенной массы газа в баллоне оказалось значительно меньшим, чем в его штуцере. Это же касается приведенного объёма, который дополнительно увеличивается за счет отрезка магистрали, используемой при заправке баллона.

Трубопровод 3 на участке, примыкающем к баллону 1, имеет несколько поворотов, тупиковых отволов, а также участков слияния и разделения потоков, что увеличивает коэффициент кинетической энергии и изменяет скорость распространения волн. Поэтому выбор граничного сечения между штуцером и трубопроводом в этой задаче заранее не определен, выполнении настройки уточнённой И при математической модели приведенная масса $m_{\rm np}$ и приведенный $V_{_{\Pi D}}$ могут изменяться в объём достаточно широких (но разумных) пределах. Так, для шаробаллона указанные пределы задает неравенство:

$$M_{b} \cdot (d/D)^{3} \cdot \pi^{2}/6 < m_{\text{rm}} < M_{b} \cdot (d/D)^{2}/2, (17)$$

где левая граница определяется формулой (14), а правая получена для простейшей «газовой пружины», имеющей диаметр d, длину D. Для исследуемого баллона правая граница превосходит левую на порядок.

Дополнительным обоснованием этого тезиса служит то, что на этом этапе исследования в разработанных методах расчета шаробаллона мы считали движение газа безвихревым и пренебрегли его вязкостью. В дальнейшем этот недостаток планируется устранить, но прежде чем решать нелинейные уравнения Навье-Стокса необходимо убедиться, что увеличенные значения приведенной массы и объема способны улучшить сходимость расчетного метода.

Решаемая здесь проблема тесно связана с теорией резонаторов Гельмгольца. Шаробаллон и его штуцер, отсоединенные от трубопровода 3, образуют резонатор Гельмгольца; его собственная частота зависит от длины штуцера и определяется формулой:

$$v_{\rm p} = \frac{a \cdot f_{\rm T}}{2\pi \sqrt{V_b \cdot (V_{\rm m} + V_{\rm mp})}},$$
 (18)

где $V_{\rm m}$ – объем газа в штуцере; $V_{\rm np} = m_{\rm np} / \rho$, причем приведенная масса $m_{\rm np}$ соответствует инерционной пробке в горловине баллона.

Формула (17) позволяет определить приведенную массу по результатам несложного акустического эксперимента, Но условия этого эксперимента будут существенно отличаться от тех, которые возникают при нестационарном выпуске сжатого газа из баллона в образцах космической техники.

Влияние приведенной массы и объёма на частоту колебаний. Учет приведенной массы изменяет расчётную схему исследуемой системы: в горловине баллона образуется своеобразная «инерционная пробка», имеющая массу $m_{\rm np}$ и объём $V_{\rm np}$.

Схема, показанная на рис. 12, является условной. При выпуске газа из баллона его скорость *и* в горловине описывается уравнением:

$$m_{\rm np}\frac{du}{dt} = f_{\rm T}(P_b - P_{\rm H} - \xi_b \cdot 0.5\rho \cdot |u| \cdot u), \qquad (19)$$

где ξ_b – коэффициент потерь давления на входе.



Рис. 12 – Расчётная схема впускной магистрали

Равенство (19) по своей форме напоминает уравнение движения, составленное для «инерционной пробки», но имеет иной физический смысл. Перепишем его так:

$$P_b - P_{\rm H} = \xi_b \cdot 0.5 \rho \cdot |u| \cdot u + [m_{\rm np} / f_{\rm T}^2] d(f_{\rm T} \cdot u) / dt$$
.

В левой части располагается перепад давления между баллоном и штуцерной полостью, а в правой – сумма статических потерь, отвечающих установившемуся течению, и динамических потерь, вызванных изменением расхода.

При расчете линейных незатухающих колебаний коэффициент $\xi_b = 0$, и эти колебания, приближенно, описываются следующими уравнениями:

$$\begin{cases} \frac{V_b}{a^2 \rho} \frac{dP_b}{dt} = -f_{\tau} u; \quad m_{\rm np} \frac{du}{dt} = f_{\tau} (P_b - P_{\rm H}); \\ \frac{V_{\rm H}}{a^2 \rho} \frac{dP_{\rm H}}{dt} = f_{\tau} (W(t-\tau) - F + u); \varepsilon(P_{\rm H}) = W(t-\tau) + F; \\ \frac{V_{\kappa}}{a^2 \rho} \frac{dP_{\kappa}}{dt} = f_{\tau} (F(t-\tau) - W); \varepsilon(P_{\kappa}) = F(t-\tau) + W. \end{cases}$$

Повторяя проведенные выше выкладки, приходим к уравнению для частот свободных колебаний

$$\det \begin{pmatrix} \tau_{b}i\omega & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -1 & \tau_{m}i\omega & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & \tau_{\mu}i\omega & 0 & 1 & -Z(\omega) \\ 0 & 0 & 1 & 0 & -1 & -Z(\omega) \\ 0 & 0 & 0 & \tau_{\kappa}i\omega & -Z(\omega) & 1 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & -Z(\omega) & -1 \end{pmatrix} = 0,(20)$$

где $\tau_b = V_b / (a f_T)$, $\tau_m = m_{np} / (a \rho f_T)$; остальные обозначения даны выше.

Уравнение (20) решалось при помощи средств пакета MathCAD графически. На рис. 13 показаны модули определителя 6-го порядка, используемого в (20); решениям отвечают абсциссы точек возврата графиков. Параметр $zm = V_{\rm np} / V_{\rm rp} = 0,15$ определял приведенную массу инерционной пробки; на рис. 13 этот параметр варьируется. Параметр $\tau_{\rm H}$ был уточнен с учетом приведенного объёма $V_{\rm np}$.



Рис.13 – Определение частот при учете приведенной массы газа

Частоты колебаний изменились и, в относительном виде, составили серию 0,5, 1,0 и 1,8 от значения акустической частоты $v_{ak} \approx 110 \Gamma \mu$.

Аналогичные значения частот были получены при использовании замкнутой модели расчёта пневмосистемы [6], в которую были внесены соответствующие уточнения (рис. 14). Отметим, что в этой задаче моделировались не свободные, а вынужденные колебания, но специфика анализируемой пневмосистемы такова, что на данном промежутке времени и в данном диапазоне она не имеет посторонних источников колебаний и, в несколько упрощенном виде, описывается расчётной моделью (рис. 12).

Это означает, что инерционность газа при выпуске из шаробаллона является не гипотетической, а реальной причиной дрейфа собственных частот.





Но, как это следует из сопоставления рис. 4 и рис. 14, амплитуды колебаний давления у датчика 2 оказались в расчете слишком высокими, и чтобы устранить этот недостаток принятое значение приведенной массы следует уменьшить в 1,5–2 раза. Что увеличит вторую собственную частоту примерно на 10 % от её значения, полученного в эксперименте, но это увеличение несложно компенсировать. Высокоамплитудные колебания давления и скорости

которые наблюдаются на анализируемом газа периоде работы пневмосистемы, позволяют снизить расчетное значение скорости распространения волн на 5-10 %, что восстанавливает сходимость.

В экспериментах графики, аналогичные рис. 14, были получены для первых включений пневмосистемы, когда полость между пневмоклапаном 5 и клапаном регулятора 6 (рис. 1) была практически пустой, и происходил залповый заброс газа. При расчете системы в горловине баллона числа Маха увеличивались до значений M = 0.3 - 0.4, что в 10 раз превышает их средний уровень (рис. 15). Это, а также обратный заброс газа из штуцера в баллон, наблюдаемый на отдельных промежутках времени, создавало интенсивные вихревые течения, повышающие кинетическую энергию газа И увеличивающие коэффициент zmдо значения 0,15-0,2.

При последующих включениях полость между клапанами заполнена газом под высоким остаточным лавлением. поэтому пневмоклапан открывается раньше, скорости газа в горловине баллона удовлетворяют условию M < 0,1 (рис. 16), и для этого случая коэффициент *zm* уменьшается до 0,1.

При выключении пневмосистемы скорости газа невелики (рис. 17), и здесь *zm* < 0,05, а первая частота колебаний возвращается на уровень $x \approx 0.5$ или 50 Гц, что отвечает результатам экспериментов.



Рис.15- Скорости Uн, Uк в концевых сечениях трубопровода 3 и и0 в горле баллона при залповом забросе газа в полость с низким давлением



Рис.16 - Скорости Uн, Uк, u0 при высоком остаточном давлении газа в полости между клапанами



Рис.17 - Скорости газа при выключении системы (кривые Uн, u0 практически не различимы)

Уточнение коэффициента конвективной теплоотдачи от газа к стенке шаробаллона. Эффекты, описанные в предыдущем пункте, важны лля понимания линамики исследуемой пневмосистемы, но основной теплообмен в баллоне происходит на установившемся режиме, когда поле скоростей имеет изолинии, показанные на рис. 8. В статье [5] при выводе указанного коэффициента была использована другая (упрощенная) модель течения газа по полости шаробаллона, которая, в частности, не учитывала перпендикулярность изолиний скорости к боковой поверхности этой полости.

Коэффициент теплоотдачи, усредненный по поверхности баллона, вычисляется по формуле:

$$\alpha_{\rm or} = 0.021 c_p^{0.43} \mu_{\rm r}^{-0.37} \lambda_{\rm r}^{0.57} \frac{1}{S_b} \iint_{\Omega_b} \frac{(u(\varphi) \cdot h_{\rm Re}(\varphi))^{0.8}}{h_{\rm Pr}(\varphi)} d\sigma \,,$$

 $h_{\rm Re}(\varphi) = D \cdot \mathrm{tg} \, \varphi \cdot (\pi/2 - \varphi) \,, \qquad h_{\rm Pr}(\varphi) = D \cdot \sin \varphi - \varphi$ гле поперечные размеры течения для числа Рейнольдса и числа Прандтля, соответственно;

$$d\sigma = D^2 \sin \varphi \, d\varphi d\theta$$
, $S_b = \pi D^2 -$ дифференциал площади сферической поверхности Ω_b и полная площадь поверхности баллона.

1

Объясним, почему использованы два поперечных размера вместо одного. В соответствии с теорией подобия Рейнольдса, первый размер вычисляется как длина линии, перпендикулярной к линиям тока; в нашем случае он равен длине пунктирной дуги, показанной на рис. 8. Второй размер используется в теории Прандтля для описания теплопереноса в пристеночном слое, где он определяет периметр поперечного сечения потока (при его контакте со стенкой) и от кривизны линий тока не зависит.

Вычисление интеграла привело к формулам:

$$h = 0,48 \cdot D; \ \Pi = 0,12 \cdot \pi D$$
,

которые уточняют значения, полученные в статье [5], на 20 %.

В табл. 1 приведены параметры $h, \Pi, K_{\alpha},$ используемые в формулах для вычисления коэффициента теплоотдачи при конвективном теплообмене, $\alpha_{or} = 0.02 l c_p^{0.43} \mu_r^{-0.37} \lambda_r^{0.57} (\dot{m}_{b,2} / \Pi)^{0.8} / h$, и диффузном теплообмене, $\alpha_{or} = K_{\alpha} \cdot \lambda_{r} / h$; типовые формы полостей показаны на рис. 18.

Форма полости	Конвективный теплообмен	Диффузный теплообмен	
а	$\Pi = 0,7 \pi D$	$K_{\alpha} = 4,94$	
б	$\Pi = \pi (r_1 + r_2)$	$K_{a} = 4,94$	
в	$\Pi = 0,25\pi h$	$K_{\alpha} = 5,76$	
	h = 0,48 D	h = D	
г	$\Pi = 0,12\pi D$	$K_{\alpha} = 6,7$	

Таблица 1 – Параметры формул для расчета теплообмена



Рис. 18 – Формы полостей пневмосистемы: *а* – зазор под поршнем; *б* – полость пружины; *в* – штуцер; *г* – шаробаллон

Выводы. Обоснована необходимость учета инерционности газа в шаробаллоне при динамическом расчёте пневмосистемы запуска ракетного двигателя. Показано, что этот эффект можно учесть за счет приведения движущейся массы к выходному сечению баллона.

Получены новые формулы для расчета приведенной массы газа в шаробаллоне и коэффициента теплоотдачи от газа к его внутренней поверхности.

Список литературы: 1. Ивченко Л. Ф. Опыт проектирования автономной турбины ТНА двигателя РД861К / Л. Ф. Ивченко, С. А. Дешевых, Р. Ф. Максимчук // Авиационно-космическая техника и технология. – 2012. – № 9 (96). – С. 174–179. 2. Шевченко С. А. Математическая модель регулятора давления газа / С. А. Шевченко, С. А. Валивахин // Вестник НТУ «ХПИ». - 2014. -№ 38 (1061). С. 195–209. З. Шевченко С. А. Результаты математического моделирования переходных процессов в регуляторе давления газа / С. А. Шевченко, С. А. Валивахин // Вестник НТУ «ХПИ». – 2014. – № 39 (1082). – С. 198–206. 4. Шевченко С. А. Уточненный метод инвариантов для расчёта динамических параметров газа в трубопроводах пневмосистемы запуска ракетного двигателя / С. А. Шевченко, А. Л. Григорьев, М. С. Степанов // Вестник НТУ «ХПИ». – 2015. – № 6 (1115). – **5.** Шевченко С. А. Термодинамический C. 156–181. расчет пневмосистемы запуска ракетного двигателя / С. А. Шевченко, А. Л. Григорьев, М. С. Степанов // Вестник НТУ «ХПИ». – 2015. № 18 (1127). – С. 163– 195. 6. Шевченко С. А. Моделирование пневмосистемы запуска ЖРД при учете теплообмена газа со стенками полостей и уточнении сил, действующих на клапаны регуляторов / С. А. Шевченко, А. Л. Григорьев, М. С. Степанов // Авиационно-космическая техника и технология. – 2015. – № 7 (124). – С. 100–110. **7.** *Михеев М. А.* Основы теплопередачи / М. А. Михеев. - М. : Госэнергоиздат, 1956. - 392 с. 8. Башта Т. М. Гидропривод и гидропневмоавтоматика / Т. М. Башта. - М. : Машиностроение, 1972. - 320 с.

Bibliography (transliterated): 1. Ivchenko, L. F., S. A. Deshevyh and R. F. Maksimchuk. "Opyt proektirovanija avtonomnoj turbiny TNA dvigatelja RD861K." Aviacionno-kosmicheskaja tehnika i tehnologija. 2012. 174–179. Print. 2. Shevchenko, S. A., No. 9.96. and S. A. Valivahin. "Matematicheskaja model' reguljatora davlenija gaza." «KhPI». No. 38.1061. Visnvk NTU 2014 195-209 Print 3. Shevchenko, S. A., and S. A. Valivahin. "Rezul'taty matematicheskogo modelirovanija perehodnyh processov v reguljatore davlenija gaza." Visnyk NTU «KhPI». No. 39.1082. 2014. 198–206. Print. 4. Shevchenko, S. A., A. L. Grigor'ev and M. S. Stepanov. "Utochnennyj metod invariantov dlja raschjota dinamicheskih parametrov gaza v truboprovodah pnevmosistemy zapuska raketnogo dvigatelja." Visnyk NTU «KhPI». No. 6.1115. 2015. 156–181. Print. 5. Shevchenko, S. A., A. L. Grigor'ev and M. S. Stepanov. "Termodinamicheskij raschet pnevmo-sistemy zapuska raketnogo dvigatelja." Visnyk NTU «KhPI». No. 18.1127. 2015. 163-195. Print. M. S. Stepanov. 6. Shevchenko, S. A. A. L. Grigor'ev and "Modelirovanie pnevmosistemy zapuska ZhRD pri uchete teploobmena gaza so stenkami polostej i utochnenii sil, dejstvujushhih na klapany Aviacionno-kosmicheskaja tehnika i teh 015. 100–111. Print. 7. Miheev, M. A. reguliatorov." i tehnologija. 2015. 100–111. No. 7.124. Osnovy teploperedachi. Moscow : Gosjenergoizdat, 1956. Print. 8. Bashta, T. M. Gidroprivod i gidropnevmoavtomatika. Moscow : Mashinostroenie, 1972 Print

Поступила (received) 30.09.2015

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Шевченко Сергей Андреевич – ведущий инженер-конструктор Государственного предприятия «Конструкторское бюро «Южное» им. М. К. Янгеля», г. Днепропетровск; е-mail: info@yuzhnoe.com.

Shevchenko Sergey A. - Yuzhnoye State Design Office, Dnipropetrovs'k; e-mail: info@yuzhnoe.com.

Григорьев Александр Львович – доктор технических наук, профессор, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», профессор кафедры высшей математики, г. Харьков; тел.: (057) 707-60-35; e-mail: kpi mmtt@mail.ru.

Grigoriev Aleksandr L. – Doctor of Technical Sciences, Full Professor, National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Professor at the Department of Higher Mathematics, Kharkov; tel.: (057) 707-60-35; e-mail: kpi mmtt@mail.ru.

Степанов Михаил Сергеевич – доктор технических наук, профессор, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», декан машиностроительного факультета, г. Харьков; тел.: (057) 707-60-35; e-mail: kpi_mmtt@mail.ru.

Stepanov Mikhail S.– Doctor of Technical Sciences, Full Professor, National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Dean of Machine-building Faculty, Kharkov; tel.: (057) 707-60-35; e–mail: kpi_mmtt@mail.ru.

О. В. ПОТЕТЕНКО, Е. С. КРУПА

ОСОБЕННОСТИ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА РАДИАЛЬНО-ОСЕВЫХ ГИДРОТУРБИН НА ВЫСОКИЕ НАПОРЫ

Рассматриваются особенности рабочего процесса высоконапорных радиально-осевых гидротурбин, причины потерь энергии в подводящих органах и в каналах рабочего колеса, а также анализируются современные методы математического моделирования потока. Исследована вихревая структура потока в подводящих органах и в рабочем колесе высоконапорных гидротурбин и причины, влияющие на нестационарность потока. Предложены направления совершенствования проточных частей радиально-осевых гидротурбин. Ключевые слова: гидротурбина, рабочее колесо, спиральная камера, напор, мощность, потери энергии.

Ввеление. Как известно, основными источниками получения электрической энергии являются уголь, нефть, газ, ядерное топливо и гидроэнергоресурсы. При этом добыча органических видов топлива становится с каждым годом все более трудоемким дорогостоящим процессом.

Ветряная и солнечная энергетика в ближайшем будущем не может заменить полностью традиционные виды получения энергии, в силу низкой плотности величин энергетических потоков, например:

- ветроэнергетика < 100 кВт/м²;

- солнечная энергетика < 0,1 кВт/м².

Для примера можно привести следующие цифры: при сжигании угля на крупных электростанциях – 500 кВт/м²

- при использовании ядерного топлива -650 кВт/м².

Кроме того, получение энергии с помощью солнечных батарей и ветряков зависит от погодных условий и суточного времени.

В связи с истощением запасов органического топлива и увеличивающейся потребностью для автотранспорта, большинство специалистов склоняются к тому, что в будущем для выработки электроэнергии на электростанциях наиболее перспективным является ядерное топливо.

Процент выработки электроэнергии на гидроэлектростанциях в развитых странах составляет 15-40 % от общей выработки. Однако крупные энергоблоки, оборудованные паровыми турбинами, тепловых и атомных электростанций не могут эксплуатироваться в режиме покрытия так называемых пиковых нагрузок суточного регулирования. В мировой практике для этого гидроагрегаты, оборудованные используются гидротурбинами и насос-турбинами.

Известно, что время на запуск или полную остановку гидротурбины исчисляется минутами. В процессе оптимального регулирования агрегатами в единой энергетической системе выгодным является «групповое регулирование гидротурбин» конкретной гидростанции, когда очередной остановкой или запуском гидроагрегата работающие гидроагрегаты переводятся на эксплуатацию в режиме близком к оптимальному, т.е. с высоким КПД. Это приводит к случаям, когда в течение суток гидроагрегаты останавливаются и запускаются на полную мощность

десяти Запуск остановка порялка раз. и гидроагрегатов, оборудованных радиально-осевыми пропеллерными (жестколопастными) или гидротурбинами, с повышенной связаны нестационарностью потока на режимах пускаостановки, что приводит к повышенной вибрации конструкций, т.е. к понижению надежности и долговечности эксплуатации. Существенным преимуществом В ЭТОМ отношении являются поворотно-лопастные гидротурбины.

В работе рассматриваются особенности рабочего процесса радиально-осевых высоконапорных гидротурбин, а также анализируются современные методы математического моделирования потока.

1. Особенности структуры движения жидкости в органах, подводящих к рабочему колесу поток, на различных режимах эксплуатации гидротурбины. Как известно, подводящие органы и, в первую очередь, камера, призваны спиральная осуществлять равномерный по окружному направлению и по высоте лопаток направляющего аппарата с минимальными потерями подвод воды к рабочему колесу с моментом количества движения $\rho Q(r V_{\mu})_{l}$, обеспечивающим оптимальную работу гидротурбины.

Для оптимального режима работы момент количества движения перед рабочим колесом. приведенный к единице массового расхода, определяется в соответствии с уравнением Эйлера для гидротурбины:

$$\frac{\eta_{\rm r} g H}{\omega} = \left(r \, \mathsf{V}_u \right)_1 - \left(r \, \mathsf{V}_u \right)_2, \qquad (1)$$

при условии, что на этом режиме циркуляционные потери, связанные с $(rV_{\mu})_{2}$ будут равны нулю или близки к нему.

Основываясь на номенклатуру крупных («Турбины гидротурбин гидравлические для гидростанций», 1984 г. OCT 108.023.15-82), анализируя универсальные характеристики И «габаритки» проточной части, можно получить, для диаметра рабочего колеса $D_1 = 1$ м и напора H = 1 м, скорость во входном сечении спирали на оптимальном режиме и, учитывая эксцентриситет располагаемого входного сечения, величину $(V_u r)_{cnup}$ на входе в спираль. А также для $D_1 = 1$ м и H = 1 м для

© О. В. Потетенко, Е. С. Крупа, 2015

оптимального работы, основе режима на универсальных характеристик, получаем величину $(V_{\mu}r)_{\mu}$ на входе в рабочее колесо, обеспечивающую циркуляционные потери равные нулю, т.е. $(V_{\mu}r)_{2} = 0$.

В результате расчета:

 $(r V_u)_{cnup} / (r V_u)_{l} = 1,15 \text{ (PO 45); } 1,0 \text{ (PO 75);}$

0,59 (PO 230); 0,57 (PO 310); 0,55 (PO 400);(2) 0,54 (PO 500).

Проведенный выше анализ показал, что если для быстроходности РО 45, РО 75 вполне обосновано проектировать спиральные камеры из условия постоянства момента количества движения во всем объеме спирали, т.е. по закону $V_{\mu}r = \text{const}$, то для PO 230, PO 310 и, особенно для PO 400, PO 500 и выше, спиральная камера должна быть специальным образом рассчитана, т.к. во входном сечении мы имеем 50-60 % от момента количества движения, необходимого для рабочего колеса. То есть, если на рабочем колесе момент количества движения (приведенный к единице массового расхода) меняется

на величину $\frac{\eta g H}{\omega}$ и лопастная система рабочего

колеса разрабатывается с применением обратной трехмерной гидродинамической задачи, то почему мы должны игнорировать такой же подход к спиральной камере, увеличивающей этот момент количества

движения на величину
$$\approx 0.5 \frac{\eta g H}{\omega}$$
. Увеличение

момента количества движения потока во входном сечении спирали возможно посредством существенного уменьшения площади входного сечения, т.е. увеличения скоростей и потерь энергии на трение в спирали или посредством увеличения радиуса расположения входного сечения, т.е. увеличения габаритов гидроагрегата в плане, что неприемлемо.

Изменение момента количества движения относительно оси вращения рабочего колеса в секторе, ограничивающим подводящий к рабочему колесу поток двумя близлежащими меридиональными сечениями S₁ и S₂ можно выразить следующим уравнением:

$$\int_{S_1} (r \mathbf{V}_u) \mathbf{V}_u \, ds - \int_{S_2} (r \mathbf{V}_u) \mathbf{V}_u \, ds - (r \mathbf{V}_u)_{\mathbf{p},\mathbf{k}} \Delta Q_\Theta - k \int_{S_6} \mathbf{V}_u^2 \, r \, ds =$$

$$= \int_{S_2} \frac{p}{\rho} r \, ds + \int_{S_6} \frac{p}{\rho} r \, ds_u - \int_{S_1} \frac{p}{\rho} r \, ds + k \int_{S_6} \mathbf{V}_u^2 \, r \, ds + \tag{3}$$

 $+\Delta M_{\rm c} + \Delta M_{\rm H.a.},$

т.е. изменение момента количества движения между сечениями S₁ и S₂, расположенными на угловом расстоянии Θ , обусловлено за счет расхода ΔQ_{Θ} потока в рабочее колесо между меридиональными плоскостями, ограничивающими рассматриваемый $k \int_{\alpha} V_u^2 r \, ds$ – характеризует потери с сектор. коэффициентом «k» – на трение; S_{δ} – боковая поверхность спирали; ΔM_{c} и ΔM_{Ha} – моменты количества лвижения. дополнительно увеличивающимися в зоне расположения колонн лопаток направляющего статора И аппарата.

Интегралы
$$\int_{S_a} \frac{p}{\rho} r \, ds_u$$
; $\int_{S_1} \frac{p}{\rho} r \, ds$ и $\int_{S_2} \frac{p}{\rho} r \, ds$ –

характеризуют изменение момента количества движения под воздействием сил давления в соответствующих сечениях и на боковой поверхности. ds_и – элемент проекции в окружном направлении боковой поверхности спирали на меридиональную плоскость.

Экспериментальные исследования потока в спиральной камере и других подводящих к рабочему органах турбины показали наличие колесу крупномасштабного вихревого образования в меридиональном сечении спирали типа «парного вихря».

Структура потока, формируемого «парным вихрем» в спиральной камере аналогична потоку в трубопроводе круглого сечения с поворотом потока (т.е. в так называемом «колене»). В плоскости, проходящей через центры окружностей - сечений спиральной камеры, происходит с небольшими скоростями движение жидкости от рабочего колеса гидротурбины, а на периферии в пристеночной зоне поток движется в сторону рабочего колеса. Этим самым как бы уменьшается площадь сечения спирали, по которой поток поступает к рабочему колесу, необходимое увеличение создавая момента количества движения перед рабочим колесом, т.е. наблюдается обратное влияние каналов направляющего аппарата с узкими межлопаточными зазорами и направлением выходных кромок, обеспечивающим необходимую величину $(V_{\mu}r)_{1}$. Этим объясняются завышенные потери энергии, доходящих до 2,5-4 % в подводящих органах высоконапорных гидротурбин. При этом в сечении, несмотря на такое существенное изменение радиальной компоненты скорости V_r, окружная скорость и величина $V_{\mu}r$ не меняются по вертикали $(V_r \cong const)$.

Деформированный «парным вихрем» поток поступает в межлопаточные каналы колонн статора и лопаток направляющего аппарата, причем обтекание колонн и лопаток происходит с переменными по высоте скоростями и углами атаки, которые меняются в зависимости от расхода через гидротурбину. Таким образом, с выходных кромок колонн статора и лопаток направляющего аппарата будут сбегать не только вихри «дорожки Кармана», но и индуктивные вихри винтового вихревого характера.

Сложный вихревой поток, формируемый в подводящих органах высоконапорной гидротурбины, поступает в каналы рабочего колеса.

2. Особенности структуры потока В межлопастных каналах рабочего колеса И отсасывающей трубе высоконапорной гидротурбины. Возникающие в подводящих органах гидротурбины вихревые структуры, взаимодействуя друг с другом и со стенками канала, подвергаются каскадному дроблению, диссипации энергии вихрей, конвективному и диффузионному переносу, растяжению вихрей и др. За счет конвективного переноса трансформированные вихревые структуры вместе с потоком поступают в межлопастные каналы рабочего колеса, определяя для этих каналов так называемую «свободную турбулентность». В самих межлопастных каналах рабочего колеса возникают новые виды завихренности потока, определяющие так называемую «связанную турбулентность».

Комплексные исследования структуры потока перед рабочим колесом РО 500-I-26 на модельной установке с диаметром рабочего колеса $D_1 = 400$ мм в

цилиндрическом сечении радиуса r = 212 мм перед рабочим колесом представлены на рис. 1–4. Для измерения потока с помощью шаровых зондов было спроектировано и изготовлено специальное устройство, позволяющее перемещать зонд не только по высоте канала, но и по окружному направлению.

На рис. 1 представлена картина изменения кинетической, потенциальной и полной энергии перед входом в рабочее колесо в процентах от полной энергии потока во входном сечении спиральной камеры, в зависимости от режима работы гидротурбины на универсальной характеристике с изолиниями КПД и открытия направляющего аппарата.



Рис. 1 – Характер распределения кинетической, потенциальной и полной энергии в процентном отношении от энергии, во входном сечении спиральной камеры на различных режимах



Рис. 2 – Характеристика потока перед рабочим колесом РО 500-I-26. Характер изменения направлений и величины компонент скорости



Рис. 3 – Характеристика потока перед рабочим колесом РО 500-I-26. Характер изменения компонент вихря и компонент энергии



Рис. 4 - Характеристика потока в сечении I-I полости РО 500 без рабочего колеса

Анализируя потери энергии в оптимальной и оптимальной зоне эксплуатации близкой К гидротурбины можно заметить, что потери энергии от входного сечения спирали до входного сечения в рабочее колесо составляют 3-3,5 %, что несопоставимо много по сравнению с радиальноосевыми гидротурбинами на напоры 45-230 м. Причиной этих потерь, безусловно, является сложная

вихревая структура потока в подводящих органах гидротурбины РО 500. Следует отметить, что рабочее колесо РО 500-I-26 вошло в отечественную номенклатуру ОСТ 108.023.15-82 под серийным номером 3502.

На приведенных рисунках угол $\varphi = \operatorname{arctg}(\mathbf{v}_r / \mathbf{v}_u)$, $\delta = \operatorname{arctg}(\mathbf{v}_r / \mathbf{v})$.

Анализируя структуру потока перед рабочим

колесом можно сделать выводы, что вследствие влияния «парного вихря» в спиральной камере и торможения потока на поверхностях верхнего и нижнего колец статора и направляющего аппарата параметры потока несколько меняются по высоте направляющего аппарата.

При открытии направляющего аппарата превышающих оптимальное открытие $(a_{00IIT} = 17 \text{ мм})$ проявляется резкая неравномерность распределения параметров потока в следе потока, сбегающего с выходных кромок лопаток направляющего аппарата (зона на окружности «ж» – «и») – «шаговая неравномерность», что, безусловно, приводит к существенной нестационарности потока в каналах рабочего колеса на этих режимах.

Сравнивая характер изменения параметров потока перед рабочим колесом при различных открытиях направляющего аппарата со случаем (рис. 4), когда лопастная система рабочего колеса отсутствует (при наличии в проточной части обода и ступицы колеса), можно сделать заключение, что распределение скоростей и вихревая структура резко меняются. Это легко объяснимо, так как, проходя через рабочее колесо, энергия потока уменьшается приблизительно на 90 %, т.е. рабочее колесо оказывает обратное влияние на поток за счет «основного сопротивления потоку».

Этот опыт лишний раз доказывает, что нельзя проводить физический или расчетный эксперимент по изучению потока в подводящих органах турбины без учета влияния рабочего колеса.

Для того, чтобы избежать влияния «шаговой» неравномерности потока при приведенных расходах, превышающих оптимальный, необходимо для высоконапорных гидротурбин располагать оси поворота лопаток направляющего аппарата на большем диаметре $(D_0 > 1, 2 D_1)$, удалив, таким образом, выходные кромки лопаток направляющего аппарата от входных кромок лопастей рабочего колеса.

Анализ характера натекающего потока в межлопастные каналы показывает, что даже на оптимальном режиме профили лопастей обтекаются под разным углом атаки и с разными скоростями, в зависимости от их расположения по высоте лопаток направляющего аппарата. Это приводит к тому, что с выходных кромок лопастей будут сбегать не только вихри типа «дорожки Кармана», но и индуктивные вихревые образования характера винтового вихревого потока. обусловленного разностью циркуляций вокруг профилей. Естественно предположить наличие турбулентности градиентной в межлопастных каналах, обусловленной существенным изменением скорости в направлении от лицевой к тыльной стороны лопасти.

На рис. 5 представлена картина вихревых линий на поверхности ступицы (втулки) рабочего колеса радиально-осевой гидротурбины.

Вследствие существенно более высоких абсолютных скоростей на тыльной стороне лопасти

вне пограничного слоя, по сравнению с рабочей стороной, интенсивность вихрей на этой стороне в пристеночной зоне превышает интенсивность вихрей на поверхности рабочей стороны лопасти. Вследствие этого, практически на всех режимах работы гидротурбины по поверхности ступицы рабочего колеса вихревые линии «скашиваясь» (изгибаясь) будут сходить со ступицы на поверхность конуса обтекателя и далее в поток, перетекающий в отсасывающую трубу.



Рис. 5 – Крупномасштабные спиралеобразные вихревые жгуты в отсасывающей трубе гидротурбины, сбегающие с обтекателя рабочего колеса

Если циркуляционные потоки $(\nabla_u r)_2$, обусловленные моментом количества жидкости на выходе из рабочего колеса, в пристеночной зоне корневого сечения (вблизи ступицы) на режимах работы гидротурбины, отличных от оптимального, совпадут по направлению вращения с индуктивными вихрями, обусловленными «скосом» вихревых линий на поверхности ступицы, то это приведет к образованию мощных вихревых жгутов, имеющих спиралеобразную форму в отсасывающей трубе, вращающуюся с определенной частотой относительно оси гидроагрегата. Это является основной причиной низкочастотных пульсаций давления с большой амплитудой.

На режимах, отличных от оптимального, в радиально-осевых гидротурбинах по закону близкому к квадратичной параболе, в зависимости от изменения расхода по сравнению с оптимальным, возрастают циркуляционные потери энергии, обусловленные той частью момента количества движения, которая не была передана рабочему колесу.

В поворотно-лопастных гидротурбинах циркуляционные потери на нерасчётных режимах существенно ниже, что обеспечивает более широкий диапазон надежной эксплуатации этих гидротурбин по расходам (мощностям).

На рис. 6 изображен новый тип подводящих органов с сопловым аппаратом, объединенным со статором и направляющим аппаратом.

Спиральная камера с просторными меридиональными сечениями, со скоростями потока, позволяющими существенно уменьшить потери на трение и исключить образование крупномасштабных вихревых структур типа «парный вихрь», предназначена для подвода воды к сопловым каналам с минимальными потерями. Необходимый лпя гидротурбины оптимальной работы момент количества движения потока перед рабочим колесом формируется в сопловых каналах с минимальными потерями. При этом, как известно, сопловые каналы за счет конфузорности обеспечивают равномерный по высоте и окружному направлению подвод потока к колесу. Расчеты показывают, рабочему что сушествует возможность спроектировать каналы сопловых аппаратов, обеспечивающих в широком работы диапазоне гидротурбины ламинарный погранслой на поверхности каналов, т.е. существенно уменьшить потери энергии в подводящих каналах высоконапорных гидротурбин.



Рис. 6 – Радиально-осевая гидротурбина с сопловым аппаратом, объединенным со статором и направляющим аппаратом

Выводы. 1. Исследованы особенности рабочего процесса высоконапорных радиально-осевых гидротурбин, причины потерь энергии в подводящих органах и в каналах рабочего колеса.

2. Исследована вихревая структура потока в подводящих органах и в рабочем колесе высоконапорных гидротурбин и причины, влияющие на нестационарность потока, вызывающие пульсацию давления и, в итоге, вибрацию стенок, ограничивающих поток.

3. Предложены направления совершенствования проточных частей радиально-осевых гидротурбин, позволяющие повысить их эксплуатационные показатели и в первую очередь КПД, надежность и долговечность эксплуатации гидроагрегата.

Список литературы: 1. Потетенко О. В. Тенденции продвижения горизонтальных прямоточных и вертикальных радиально-осевых гидротурбин на высокие напоры с широким диапазоном эксплуатации / О. В. Потетенко, В. Э. Дранковский, С. М. Ковалев [и др.] // Вісник Сумскького Державного університету. - 2010. -С. 125-135. 2. Потетенко О. В. Високонапірна радіально-осьова гідротурбіна / О.В. Потетенко, С. М. Ковальов // Патент на винахід UA85237 : опубл. 12.01.2009, Бюл. № 1. **3.** Потетенко О. В. Високонапірна радіально-осьова гідротурбіна / О. В. Потетенко, С. М. Ковальов // Патент на винахід UA85090 : опубл. 25.12.2009, Бюл. № 24. 4. Потетенко О. В. Робоче колесо високонапірної радіально-осьової гідротурбіни / О. В. Потетенко, С. М. Ковальов // Деклараційний патент на корисну модель ГФ15649 опубл. 17.07.2007, Бюл. № 2. 5. Потетенко О. В. Робоче колесо високонапірної радіально-осьової гідротурбіни / О. В. Потетенко, С. М. Ковальов, П. С. Зав'ялов [та ін.] // Деклараційний патент на корисну модель UA5155 : опубл. 15.02.2005, Бюл. № 2. 6. Этинберг И. Э. Гидродинамика гидравлических турбин / И. Э. Этинберг, Б. С. Раухман. – Л. : Машиностроение, 1978. – 280 с. 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 / О. В. Потетенко, В. Э. Дранковский, Е. С Крупа // Східно-Свропейський журнал передових технологій. - Х., 2012. -№3/8 (57). – C. 50–57.

Bibliography (transliterated): 1. Potetenko, O. V., et al. "Tendencii prodvizhenija gorizontal'nyh prjamotochnyh i vertikal'nyh radial'noosevyh gidroturbin na vysokie napory s shirokim diapazonom jekspluatacii." Visnyk Sumsk'koho Derzhavnoho universytetu. 2010. 125-135. Print. 2. Potetenko, O. V., and S. M. Koval'ov. Vysokonapirna radial'no-os'ova hidroturbina. Ukraine Patent, UA85237. 12 January 2009. Print. 3. Potetenko, O. V., and S. M. Koval'ov. Vysokonapirna radial'no-os'ova hidroturbina. Ukraine Patent, UA85090. 25 December 2009. Print. 4. Potetenko, O. V., and S. M. Koval'ov. Roboche koleso vysokonapirnoyi radial'no-os'ovoyi hidroturbiny. Deklaratsiynyy patent na korysnu model' HF15649. 17 July 2007. Print. 5. Potetenko, O. V., et al. Roboche koleso vysokonapirnoyi radial'no-os'ovoyi hidroturbiny. Deklaratsiynyy patent na korysnu model' UA5155. 15 February2005. Print. **6.** Etinberg, I. E., and B. S. Raukhman. *Gidrodinamika* gidravlicheskikh turbin. Leningrad : Mashinostroenie, 1978. Print. 7. Potetenko, O. V., V. E. Drankovskiy and E. S. Krupa. "Vikhrevava struktura potoka i analiz razlichnykh matematicheskikh modeley potoka v kanalakh vysokonapornykh radial'no-osevykh gidroturbin RO 400, RO 500 i RO 600." Skhidno-Evropeys'kiy zhurnal peredovikh tekhnologiy. Kharkiv, 2012. No. 3/8.57. 50-57. Print.

Поступила (received)30.09.2015

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

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

Potetenko Oleg Vasilyevich – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Docent, National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Associate professor of the department "Hydraulic machines", Kharkov; tel.: (057) 707-66-46.

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

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

УДК 621.224

З. Я. ЛУРЬЕ, А. И. ГАСЮК, В. А. БУЛГАКОВ, Л. Н. ЦЕХМИСТРО, Е. Н. ЦЕНТА

СИНТЕЗ МЕХАТРОННОГО ГИДРОПРИВОДА РАБОЧЕГО КОЛЕСА ГИДРОТУРБИНЫ

Исследуется рабочий процесс мехатронного гидропривода рабочего колеса на основе усовершенствованной математической модели. Улучшение показателей качества динамических характеристик обеспечено вводом в устройство управления двух ПИД-регуляторов с дифференциальным изодромным каналом настройки. Отработка малых перемещений поршня сервомотора (малых углов поворота лопастей) с достаточной для практики точностью достигнута путем постановки и решения задачи динамического синтеза корректирующего устройства. Значения синтезированной кривой вводятся в программное обеспечение компьютерной системы и в процессе работы поступают в пропорциональный канал ПИД, превращая его в корректирующее устройство. При этом одновременно достигнута инвариантность рабочего процесса, в том числе в режиме малых углов поворота лопастей, относительно вредного влияния увеличения газосодержания в двухфазной рабочей жидкости до 15 %.

Ключевые слова: математическая модель, мехатронный гидропривод, рабочее колесо, ПИД-регулятор, поворотнолопастная гидротурбина, корректирующее устройство, оптимизация, синтез.

Введение. В мировой и отечественной практике создания гидротурбинного оборудования в части управления определилась тенденция по пути внедрения более совершенных гидроустройств, средств вычислительной техники, включая ЭВМ. Такое развитие направлено на обеспечение возрастающих требований к техническому уровню и к эксплуатации гидротурбин. Появилась возможность разрабатывать мехатронные системы с улучшенными динамическими характеристиками.

Анализ литературных источников. В работе [1] излагается методика расчета динамических характеристик систем управления гидротурбинами на основе математической модели (далее MM), представленной линеаризованными уравнениями в приращениях. Точность расчета такого подхода определяется выбранной точкой линеаризации и величиной приращения. Авторы отмечают, что при оценке устойчивости можно пользоваться такой моделью. Однако с появлением компьютерных систем линеаризованная ММ может служить лишь для предварительных расчетов.

Работа [2] посвящена изложению основ динамики линейных и линеаризованных систем. Изложены методы расчета устойчивости, выбора параметров и структуры регуляторов скорости гидротурбин и др. Невзирая на подавляющее использование теории линейных систем, работа [2] и сегодня имеет теоретическую и практическую значимость.

В работе [3] кратко описана первая в Украине компьютерная система при реконструкции поворотнолопастной гидротурбины (далее ПЛГ) Кременчугской ГЭС Днепровского каскада, разработанная консорциумом «Регулятор» (Украина, Харьков) совместно с фирмой ALSTOM POWER HYDRO (Франция, Гренобль).

В работе [4] изложен анализ систем управления гидротурбиной от гидромеханических до современных компьютерных. Приведены функциональная схема первой компьютерной системы и структура ее программного обеспечения, из которой видно управление рабочим колесом (далее РК).

В работах [4-6] изложены результаты моделирования и исследования первой компьютерной системы управления ПЛГ. Однако в них не уделено

должного внимания исследованию динамики рабочего процесса гидропривода РК.

Работа [7] посвящена обсуждению динамики рабочих процессов отдельных элементов, узлов и в целом гидропривода РК как мехатронного (далее МГП РК). В модели сила сопротивления движению СМ принята условной константой, не отражающей физическую сущность реальной гидродинамической силы и силы трения в механизме поворота лопастей.

Постановка задачи. Результаты анализа последних публикаций показали, что обеспечение современных высоких технических требований к рабочему процессу МГП РК для поворота лопастей ПЛГ. его улучшению продолжает оставаться актуальной задачей. Ее решение связано не только с улучшением технических характеристик электро- и гидрооборудования, но И с существенным пересмотром формирования законов в устройствах управления, входящих в состав МГП, на базе достижений теории автоматического управления, методов синтеза, оптимизации и вычислительной техники.

Рассмотрим расчетную схему МГП РК (рис. 1). Она содержит только три гидроустройства (в отличие от прежних ГП): ЭГП – электрогидропреобразователь для преобразования входного электрического сигнала, соответствующего значениям комбинаторной зависимости в данный момент времени, в гидравлический; РЗ гидрораспределитель золотникового типа c гидроуправлением, обеспечивающий расход и слив рабочей жидкости (далее РЖ) из поршневой и штоковой полостей третьего гидроустройства сервомотора (далее СМ); СМ осуществляет через устройство кинематики разворот и сворачивание лопастей РК. МГП РК оснащен измерительными, аналого-цифровыми И цифро-аналоговыми устройствами о фактическом положении золотников ЭГП и РЗ, поршня СМ, контроля давления РЖ в различных точках для подачи информации в компьютер. Программное обеспечение формирует управляющий сигнал комбинаторной зависимости, поддержание обеспечивающий работы ПЛГ в оптимальном режиме при изменении напора и мощности.



Рис. 1 – Расчетная схема гидропривода рабочего колеса:

МНУ – маслонапорная установка; РЗ – гидрораспределитель; СМ – сервомотор; ЭГП – электрогидравлический преобразователь; Б – гидробак; ИПрз, ИПсм – измерительные преобразователи соответственно РЗ и СМ; РК – рабочее колесо; Uк – электрическое напряжение комбинаторной зависимости

Усовершенствованная нелинейная ММ динамики МГП РК с учетом нелинейностей гидроустройств, переменностей коэффициентов расходов в функции числа Рейнольдса, приведенных модулей упругости двухфазной РЖ и др. представлена системой из 10-ти дифференциальных уравнений первого порядка (из которых 6 – нелинейные) в нормальной форме Коши [7].

Обеспечение режима малых поворотов лопастей (перемещений поршня СМ) путем введения более эффективных законов управления еще не полностью отвечает возросшим требованиям и продолжает оставаться актуальной задачей.

Решение. Помимо расчетной схемы остановимся функциональной схеме МГП РК (рис. 2) с на обозначением соответствующих сигналов И параметров. Здесь U_K – электрический сигнал комбинаторной зависимости, который является задающим для МГП РК; Uє – сигнал рассогласования, подаваемый на обмотку электрогидравлического преобразователя (ЭГП); x_{\Im} – перемещение золотника ЭГП; ОС1, ОС2 - сигналы обратных отрицательных связей соответственно по перемещению золотника гидрораспределителя (*x*_{P3}) и по перемещению поршня сервомотора РК (х_{см}). Причем ОС₁ формирует внутреннюю обратную связь, а ОС2 – внешнюю (главную) обратную связь МГП РК.

Из рис. 2 четко видна двухконтурность МГП РК. Внутренним контуром является узел «ЭГП – золотник РЗ», охваченный обратной отрицательной связью по положению x_{P3} золотника РЗ. Входом внутреннего контура служит сигнал UE, выходом – перемещение x_{P3} золотника РЗ. Внешний контур охватывает весь МГП РК, т.е. все устройства. Входом внешнего контура является сигнал U_{K} , который задает положение поршня СМ (угол разворота лопастей РК), а выходом – фактическое положение поршня СМ (фактический угол поворота лопастей РК).



Рис. 2 – Функциональная схема МГП РК

Уделим внимание двум переменным MM, которые не получили должного внимания. В работе [8] предложена формула для определения хода поршня СМ при развороте лопасти от угла φ_1 (начальный угол) до угла φ_2 (максимальный угол) для кривошипношатунного механизма поворота лопастей осевой ПЛГ.

При соответствующем преобразовании этой формулы можно получить зависимость $x_{CM}(\varphi)$:

$$x_{\rm CM}(\varphi) = l_{\rm P}\left(\sin\varphi - \sin\varphi_{\rm I}\right) + l_{\rm C}\left[\sqrt{1 - \left(\frac{l_{\rm P}}{l_{\rm C}}\cos\varphi - \frac{L}{l_{\rm C}}\right)^2} - \sqrt{1 - \left(\frac{l_{\rm P}}{l_{\rm C}}\cos\varphi_{\rm I} - \frac{L}{l_{\rm C}}\right)^2}\right], \ \varphi_{\rm I} \le \varphi \le \varphi_{\rm 2}, \quad (1)$$

где $l_{\rm P}$ — длина рычага, $l_{\rm C}$ — длина серьги, L — расстояние между осями гидротурбины и сервомотора.

На рис. З показаны зависимости $x_{\rm CM}(\varphi)$ и $\varphi(x_{\rm CM})$ для рабочего колеса ПЛ661 гидротурбины Кременчугской ГЭС при значениях $l_{\rm p} = 650$ мм,

 $l_{\rm C} = 985 \text{ мм}$, L = 780 мм, $\varphi_1 = -14^{\circ}$, $\varphi_2 = 23^{\circ}$. Визуально они близки к линейным (при увеличении масштаба отклонения видны).



Остановимся на вопросе, связанном с определением силы сопротивления движению штока СМ, существенно влияющей на динамику МГП РК. При построении ММ было принято максимальное значение [7]. Этот вопрос в одинаковой степени важен при проектировании и исследованиях как РК, так и СМ. Для определения силы сопротивления $F_{\rm CCM}$ движению поршня СМ с кривошипно-шатунным механизмом поворота лопастей воспользуемся расчетной формулой работ [8, 9]:

$$F_{\rm C.CM} = 1,1 \frac{\pm M_{\Gamma} + A_0}{(r \pm A_1)\cos(\varphi_0 + \alpha)} z, \qquad (2)$$

где $r = l_{\rm p}$; M_{Γ} – момент гидродинамических и центробежных сил лопасти относительно ее оси поворота при номинальной частоте вращения ротора ПЛГ (определяется экспериментально); $A_0 = A_2 \cdot F_Z + A_3 \cdot G - A_4 \cdot C$ – одна из составляющих момента трения цапфы лопасти; A_2 , A_3 , A_4 – коэффициенты; A_1 – коэффициент, входящий в формулу момента трения цапфы лопасти; F_Z , G, C – соответственно осевое усилие на одну лопасть, вес лопасти с цапфой, рычагом и серьгой, центробежная

сила на одну лопасть; φ_0 – максимальный угол поворота рычага от среднего положения (при развороте лопасти со знаком «+», при сворачивании – со знаком «-»); α – угол наклона серьги; z – число лопастей. Здесь верхний знак соответствует движению поршня вниз на разворот лопастей, нижний – на сворачивание лопастей.

На рис. 4 в качестве примера показаны кривые силы сопротивления $F_{\text{C.CM}}$ для РК ПЛГ с $D_1 = 9,3$ м при H = 14 м [9].

Нижняя кривая отражает изменение силы $F_{\rm C.CM}$ от 182,5 до 3360 кН при развороте лопастей (в интервале (-12^0 , $+14^0$)) и перемещении штока СМ от нуля до 410 мм. Верхняя кривая характеризует изменение силы $F_{\rm C.CM}$ от 5730 до 8650 кН при сворачивании лопастей ($+14^0$, -12^0) и перемещении штока СМ от положения 410 мм до нуля.



Рис. 4 – Кривая силы сопротивления движению поршня СМ: нижняя ветвь соответствует развороту лопастей; верхняя – сворачиванию лопастей

Перейдем к исследованию динамики. Для этого к ММ исследуемого МГП добавляется ММ устройства управления, апробированная при предварительных исследованиях как отдельных узлов, так и МГП в целом (представлена на рис. 5 диаграммой вычислительных блоков пакета VisSim).



Рис. 5 – Устройство управления МГП РК:

U_K – электрическое напряжение на выходе комбинаторного устройства как задающее воздействие на поворот лопасти; U_{CM} – электрическое напряжение, соответствующее фактическому положению лопасти; Ue – величина рассогласования; x_{P3}, x_{CM} – фактическое положение золотника P3 и поршня CM; Koc.cм, Koc.p3 – коэффициенты обратных связей соответственно по перемещению штока CM и перемещению золотника P3; ps1 – блоки, выполняющие функции переключения модели с разворачивания лопастей на сворачивание и ограничения сигнала на выходе ПИД-регуляторов с изодромным дифференцирующим каналом настройки

ПИД-регуляторы (для внутреннего и внешнего контуров) с дифференцирующими изодромными каналами введены в устройство управления для

улучшения показателей качества переходных процессов и решения вопросов устойчивости.

На рис. 6 показаны осциллограммы 4-х переменных из 15-ти при отработке максимального задающего воздействия. На первом этапе переходного

процесса поршень СМ прошел путь равный 410 мм, а лопасти повернулись из начального положения на угол 37⁰.



Рис. 6 – Переходные процессы давления в поршневой полости $p_n(t)$, скорости поршня $v_{CM}(t)$, перемещения поршня $x_{CM}(t)$ и силы сопротивления $F_{C,CM}(t)$ при максимальном задающем воздействии $U_K = 10$ B, $m_0 = 0,025$, $K_{\Pi} = 20$

Анализ переходных процессов (рис. 6) подтверждает нормальное функционирование МГП при максимальном задающем воздействии $U_{\rm K} = 10$ В (это соответствует перемещению $x_{\rm CM} = 410$ мм). Давление РЖ в поршневой полости СМ отражает характер изменения силы сопротивления на поршне СМ и ее существенное увеличение на участке сворачивания лопастей.

Объемный модуль упругости двухфазной РЖ в соответствующих уравнениях гидроустройств (гидроаппаратах) определялся по формуле, предложенной Прокофьевым В. Н. и Лузановой И. А. [10], и имеет вид:

$$E_{\mathfrak{K}_{i}} = K(p_{j} + 10^{5})(Ap_{j} + B) \times \frac{(1 - m_{0})D_{1} + m_{0}D_{2}}{K(p_{j} + 10^{5})(1 - m_{0})D_{1} + m_{0}(Ap_{j} + B)D_{2}},$$
(3)

где *i*, *j* – гидроустройства МГП (ЭГП, ГР и др.);

$$D_1 = \sqrt[A]{\frac{Ap_0 + B}{Ap_j + B}}, \ D_2 = \sqrt[K]{\frac{p_0 + 10^5}{p_j + 10^5}}.$$

Здесь K – показатель политропы; A, B – параметры РЖ, зависящие от типа РЖ и рабочей температуры системы; m_0 – содержание нерастворенного воздуха в РЖ в относительных единицах, %; p_0 – начальное давление РЖ; p_j – давление РЖ (в трубопроводах, в полостях гидроустройств).

Однако при меньших заданиях $U_{\rm K}$ параметр $K_{\Pi} = 20$ не обеспечивает точность прихода поршня СМ в заданную позицию (статическую точность), и существенно так же снижает быстродействие по сравнению с максимальным заданием. Важным требованием к МГП РК является обеспечение малых перемещений штока СМ (малых углов поворота лопастей), при которых фактические положения штока СМ от заданных значений не должны превышать величину $\Delta = \pm 0,75$ мм. В режиме малых перемещений МГП РК работает значительную часть времени, обеспечивая поддержание работы ПЛГ в оптимальном режиме при изменении напора и мощности.

Если закон управления построен с постоянным коэффициентом (в данном случае 20) усиления величины

рассогласования, то при заданиях перемещения штока СМ (поворота лопастей) 80 мм (19,5 % максимального) и меньше, величина Δ существенно превышает ±0,75 мм. Решение этой задачи возможно на основе синтеза корректирующего устройства (КУ) и ввода его с состав МГП. Процесс синтеза выполняется следующим образом. Для каждого заданного і-го перемещения $x_{3CMi}(t)$ (или $U_{Ki} = x_{3CMi} \cdot K_{OC.CM}$) с помощью всей ММ МГП РК решается оптимизационная задача поиска такого значения коэффициента усиления К_П (предполагается использовать в качестве КУ пропорциональный канал ПИД), при котором минимум следующему доставляется критерию оптимизации:

$$\varepsilon_i = |x_{3CMi} - x_{CMi}| \rightarrow \min$$

при *i* = 4,1; 8,2; 12,3; 16,4; … 80 мм.

Следовательно, є_i является модулем величины разности заданного значения положения СМ и значения моделируемого положения СМ на участке установившегося движения. Оптимизация выполнялась вручную методом проб и ошибок, в результате которой получена совокупность точек. С помощью нелинейного блока VisSim и процессов интерполяции и экстраполяции она превращена в нелинейную кривую.

На рис. 7 изображена, полученная синтезированная нелинейная зависимость, как кривая изменения коэффициента усиления рассогласования *U*e.



Рис. 7 – Кривая $K_{\Pi}(\Delta X e)$, полученная в результате синтеза

абсцисс отложены $\Delta X e$ По оси значения требуемого положения штока СМ (угла поворота лопасти), как управляющие входные сигналы на МГП. На оси ординат показаны значения коэффициентов усиления K_{Π} , соответствующих значениям $\Delta X e$. Большим значениям коэффициента усиления соответствуют очень малые заданные значения перемещений (1-4 % от максимального 410 мм). Коэффициент усиления резко уменьшается при возрастании ΔXe и, начиная с $\Delta Xe = 80$ мм (19,5 % от максимального перемещения) до $\Delta Xe = 410 \text{ MM}$ практически остается неизменным.

На рис. 8 показаны кривые перемещения $x_{\rm CM}$ при отработке с синтезируемым КУ задания с включением в конце дополнительного сигнала в 1 % при максимальном газосодержании $m_0 = 0,15$ без обратной связи по скорости $v_{\rm CM}$ (рис. 8, *a*) и с обратной связью (рис. 8, *б*).



Рис. 8 – Влияние обратной отрицательной связи по скорости поршня СМ на компенсацию колебаний в зоне рассогласования близкого к нулю при задании $U_{\rm K}$ = 9,8 В ($x_{\rm CM}$ = 401,8 мм, φ = 22,24°, m_0 = 0,15) и при включении дополнительного 1 % сигнала: a – без обратной связи; δ – с обратной связью

Теперь колебания в конце отработки заданного сигнала отсутствуют, четко видно дополнительное перемещение СМ на заданный 1 % с необходимой точностью. Такие же результаты получены при $U_{\rm K} = 5$ В ($x_{\rm CM} = 205$ мм, $\varphi = 4,87^{\circ}$) и $U_{\rm K} = 2,5$ В ($x_{\rm CM} = 100,25$ мм, $\varphi = -4,38^{\circ}$) (на рис. 8 не показаны).

Рассмотрим динамические характеристики для трех малых перемещений при $m_0 = 0,025$ и исходном $x_{\rm CM} = 0$: 4,1 мм (1 % максимального перемещения $x_{\rm CM,MAX} = 410$ мм), 8,2 мм (2 %) и 12,3 мм (3 %), которые показаны на рис. 9, a - 9, e.

Для каждой кривой определено значение критерия ε , которое существенно меньше допустимого (значение критерия ε приведены в подписях к рис. 9,*a* – 9,*e*).

Оценим влияние двухфазной РЖ на рабочий процесс МГП РК в режиме малых перемещений на примере заданного перемещения $x_{3CM} = 12,3$ мм (3 % от $x_{CM.MAX} = 410$ мм) (рис. 10). Кривая рис. 10, *а* получена при газосодержании $m_0 = 0,075$, кривая рис. 10, δ – при $m_0 = 0,01$, а кривая рис. 10, ϵ – при $m_0 = 0,12$. При $x_{3CM} = 12,3$ мм и $m_0 = 0,025$ кривая показана на рис. 10, ϵ .

Совместный анализ кривых показывает: при $m_0 = 0,025$ (рис. 9, e) выход на установившееся движение осуществляется без колебаний за время 2,5 с; при $m_0 = 0,075$ (рис. 10, a) процесс не колебательный, но и не монотонный; при $m_0 = 0,1$ (рис. 10, δ) появляется одно колебание с выходом на установившееся движение; при $m_0 = 0,12$ (рис. 10, e) движение становится затухающим колебательным с выходом на установившееся движение m_0 вызывает незатухающие колебания (на рис. 10) эта кривая не показана).

Причиной, приводящей к колебательному процессу при отработке малых перемещений (относительно нулевого начала) с ростом m_0 (помимо большого значения K_{Π}) является малая нагрузка в начале разворота лопастей (сила $F_{\rm C.CM}$).



а – при 0,075; *б* – при 0,1; *в* – при 0,12

Выводы. 1. Знание близкой к реальности силы сопротивления движению поршня сервомотора повышает адекватность моделирования МГП РК натурным испытаниям. Расчеты потребного усилия

сервомотора при проектировании гидротурбины и ее рабочего колеса могут быть применены для этой цели.

2. Выполненное исследование динамики МГП РК в целом, как двухконтурной системы, показало необходимость ввода в цепь управления двух ПИДрегуляторов с изодромным дифференцирующим каналом с целью обеспечения требуемых динамических характеристик разворота и сворачивания лопастей на максимальный угол, различный для разных рабочих колес.

3. Вопрос отработки малых перемещений сервомотором (поворота лопастей на малый угол), при отклонений работы турбины от оптимального режима из-за изменений напора или мощности решен на основе синтеза корректирующего устройства, входящего в состав мехатронного ГП РК.

Список литературы: 1. Умов В. А. Расчет динамических характеристик гидравлических агрегатов / В. А. Умов, И. Н. Филатов. – Л.: ЛПИ, 1977. - 60 с. 2. Пивоваров В. А. Проектирование и расчет систем регулирования / В. А. Пивоваров. – Л. : Машиностроение, 1972. – 288 с. 3. Жерняк А. И. Компьютерная система регулирования скорости гидротурбины / А. И. Жерняк, З. Я. Лурье, В. Н. Дмитерко // Вестник НТУ «ХПИ». Технологии в машиностроении. - 2001. - № 7. С. 90-92. 4. Лурье З. Я. Система управления частотой вращения ротора гидротурбины, пути ее развития / З. Я. Лурье, В. Н. Бездетко, В. Н. Дмитерко [и др.] // Проблемы машиностроения. - 2003. - Т. 6, № 2. – С. 26–36. 5. Лурье З. Я. Динамические характеристики узла «электрогидравлический преобразователь - золотник гидрораспределителя системы регулирования гидротурбины» / З. Я. Лурье, В. Н. Дмитерко // Вестник НТУ «ХПИ». – 2002. – Т. 2, № 6. – С. 82–87. 6. Лурье З. Я. Динамика комплекса гидроустройств в составе системы автоматического управления и регулирования частотой вращения ротора гидротурбины / З. Я. Лурье, В. А. Булгаков, В. Н. Дмитерко // Вестник НТУ «ХПИ». – 2004. – № 12. – С. 13–22. 7. Лурье З. Я. Динамика мехатронного гидропривода рабочего колеса поворотнолопастной гидротурбины / З. Я. Лурье, Э. Г. Братута, А. И. Гасюк [и др.] // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету. - Мелітополь : ТДАТУ, 2014. - Т. 3, вип. 14. - С. 59-73. 8. Ковалев Н. Н. Справочник конструктора гидротурбин Н. Н. Ковалев. – Машиностроение, 1971. -304 c. Л.: 9. Ковалев Н. Н. Гидротурбины / Н. Н. Ковалев [и др.]. – Л. : Машиностроение, 1971. -583 c. 10. Прокофьев В. Н. Экспериментальное исследование упругих свойств двухфазных рабочих жидкостей гидроприводов объемного типа / В. Н. Прокофьев, И.А. Лузанова, Ж.Б. Емченко [и др.] // Известия ВУЗов. Машиностроение. - 1968. - № 2. - С. 87-93.

Bibliography (transliterated): 1. Umov, V. A., and I. N. Filatov Raschet dinamicheskikh kharakteristik gidravlicheskikh agregatov. Leningrad : LPI, 1977. Print. 2. Pivovarov, V. A. Proektirovanie i raschet sistem regulirovanija. Lenigrad : Mashinostroyeniye, 1972. Print. 3. Zhernjak, A. I., Z. Ja. Lurye and V. N. Dmiterko. "Komp'juternaja sistema regulirovanija skorosti gidroturbiny." Vestnik NTU «KhPI». Tehnologii v mashinostroenii. No 7. 2001. 90-92. Print. 4. Lurye, Z. Ja., et al. "Sistema upravlenija chastotoj vrashchenija rotora gidroturbiny, puti ee razvitija." Problemy mashinostroenija. No. 6.2. 2003. 26-36. Print. 5. Lurye, Z. Ja., and V. N. Dmiterko. "Dinamicheskie kharakteristiki uzla «elektrogidravlicheskij preobrazovatel - zolotnik gidroraspredelitelja» sistemy regulirovanija gidroturbiny." Vestnik NTU «KhPI». No. 2.6. 2002. 82-87. Print. 6. Lurye, Z. Ja., V. A. Bulgakov and V. N. Dmiterko. "Dinamika kompleksa gidroustrojstv v sostave sistemy avtomaticheskogo upravlenija i regulirovanija chastotoj vrashchenija rotora gidroturbiny." Vestnik NTU «KhPI». No. 12. 2004. 13-22. Print. 7. Lurye, Z. Ja., et al. "Dinamika mekhatronnogo gidroprivoda rabochego kolesa povorotnolopastnoj gidroturbiny." Pratsi Tavrivskogo derzhavnogo agrotekhnologichnogo universitetu. Melitopol : TDATU, 2014. No. 3.14. 59-73. Print. 8. Kovalev, N. N. Spravochnik konstruktora gidroturbin. Leningrad : Mashinostroenie, 1971. Print. **9**. Kovalev, N. N., et al. *Gidroturbiny*. Leningrad : Mashinostroenie, 1971. Print. **10**. Prokofev, V. N., et al. "Eksperimentalnoe issledovanie uprugih svojstv dvuhfaznyh rabochih zhidkostej gidroprivodov ob#emnogo tipa." Izvestiya VUZov. Mashinostroenie. No 2. 1968. 87-93. Print.

Поступила (received) 20.02.2015

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

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

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

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

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

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

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

Цехмистро Людмила Николаевна – кандидат философских наук, доцент, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», доцент кафедры «Гидравлические машины», г. Харьков; тел.: (057) 707-66-46.

Tsekhmistro Lyudmila Nikolayevna – Candidate of Philosophical Sciences, Docent, National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Associate Professor of the Department "Hydraulic machines", Kharkov; tel.: (057) 707-66-46.

Цента Евгений Николаевич – кандидат технических наук, ассистент, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», ассистент кафедры «Гидравлические машины», г. Харьков; тел.: (057) 707-66-46; e-mail: UG_1982@mail.ru.

Tsenta Evgeniy Nikolayevich – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Assistant, National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Assistant of the Department "Hydraulic machines", Kharkov; tel.: (057) 707-66-46; e-mail: UG_1982@mail.ru.

УДК 621.225.001.4

А. И. ПАНЧЕНКО, А. А. ВОЛОШИНА, И. А. ПАНЧЕНКО, Ю. П. ОБЕРНИХИН

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ РАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНОЙ СИСТЕМЫ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ВРАЩАТЕЛЯ ПЛАНЕТАРНОГО ТИПА

Разработаны математический аппарат и алгоритм расчета, позволяющие определить взаимосвязь геометрических параметров распределительной системы и выходных характеристик гидровращателя планетарного типа. Представлено более полное математическое описание процессов, происходящих в распределительной системе непосредственного типа, позволяющее исследовать статические и динамические характеристики гидровращателя планетарного типа, работающего в составе гидроагрегата, с учетом влияния на него конструктивных особенностей распределительной системы.

Ключевые слова: высокомоментный гидровращатель планетарного типа, распределительная система, рабочие процессы, математическая модель, геометрические параметры, выходные характеристики.

Введение. На сегодняшний день развивающийся гидропривод мобильной сельскохозяйственной техники. предъявляет новые требования гидромашинам вращательного действия, необходимы гидромашины с очень большими (более 5000 Н м) крутящими моментами и очень низкими (до 10 мин⁻¹) вращения. Таким требованиям частотами удовлетворяют гидровращатели планетарного типа, которые представляют собой совершенно новое направление в развитии планетарных гидромашин вращательного действия.

Повышения выходных характеристик типа гидровращателей планетарного при их проектировании или модернизации можно достичь путем постановки и решения важной проблемы усовершенствование теории расчета и проектирования рабочих поверхностей распределительной системы планетарного гидровращателя типа на базе исследования влияния геометрических параметров и рабочих процессов, протекающих в распределительной системе на изменение выходных характеристики гидровращателя планетарного типа.

Анализ основных достижений и литературы. Одним из основных узлов гидромашин планетарного типа является распределительная система, представляющая собой устройство для подачи рабочей жидкости в рабочие камеры в строго определенной последовательности, зависящей от положения ротора в рабочей полости и ее слива.

Распределение рабочей жидкости в планетарных гидромашинах может быть торцевым [1-3] путем вращающегося или неподвижного торцевого распределителя, при помощи цапфенного распределителя [4], героторным [5] и [6, 7], непосредственным когда распределение жидкости осуществляется непосредственно самим ротором.

Торцевое распределение рабочей жидкости применяется в низкооборотных гидромашинах с частотой вращения выходного вала 40–50 мин⁻¹; в среднеоборотных гидромашинах с частотой вращения выходного вала 50–500 мин⁻¹; высокооборотных гидромашинах с частотой вращения выходного вала 500–1500 мин⁻¹.

Цапфенное распределение рабочей жидкости

применяется: в среднеоборотных гидромашинах с частотой вращения выходного вала 200–500 мин⁻¹; в высокооборотных гидромашинах с частотой вращения выходного вала 500–2500 мин⁻¹.

Непосредственное распределение рабочей жидкости применяется в высокомоментных низкооборотных гидромашинах (гидровращателях) с частотой вращения выходного вала 0,5–50 мин⁻¹.

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

Априорный анализ показал, что в настоящее время планетарная гидромашина с непосредственным распределением рабочей жидкости [6, 8, 9] является наиболее компактной, простой и надежной.

При разработке общей математической модели рабочих процессов гидровращателя планетарного типа учитывать конструктивные необходимо И функциональные особенности его распределительной системы. Анализ исследований [10-12], позволил выявить важные неучтенные факторы, влияющие на полноту описания математической модели рабочих процессов распределительной системы гидровращателя планетарного типа: математическое описание потерь при течении рабочей жидкости в проточных частях распределительной системы планетарного гидровращателя при определении его геометрических параметров И выходных характеристик; повышение точности расчета гидравлических, механических и объемных потерь в планетарном гидровращателе; определение геометрических параметров элементов распределительной системы непосредственного типа планетарных гидравлических для вращателей; исследование рабочих процессов распределительной систем на базе усовершенствования математической модели гидровращателя планетарного типа в составе гидроагрегата, включающей функциональные выражения, ограничения и критерии, описывающие рабочие процессы И функционирование распределительной системы и взаимодействие ее элементов с рабочей жидкостью.

© А. И. Панченко, А. А. Волошина, И. А. Панченко, Ю. П. Обернихин, 2015

Таким образом, для исследования рабочих процессов и выходных характеристик планетарного гидровращателя, работающего в составе гидроагрегата, необходимо разработать математическую модель, описывающую рабочие процессы, происходящие В распределительной системе гидровращателя планетарного типа с учетом ее конструктивных и функциональных особенностей.

Целью работы является улучшение выходных характеристик гидровращателя планетарного типа, работающего в составе гидроагрегата, путем исследования рабочих процессов распределительной системы и их влияния на выходные характеристики планетарного гидровращателя на базе уточненных физической и математической моделей, учитывающих особенности функционирования и взаимное влияние элементов распределительной системы, а также особенностей рабочей жидкости.

Основная часть. При проектировании высокомоментного гидравлического вращателя работающего планетарного составе типа в гидроагрегата очень важно исследовать влияние геометрических параметров элементов распределительной системы этого гидровращателя на его выходные характеристики. Для определения геометрических параметров элементов распределительной системы, а также для изучения их влияния на изменение выходных характеристик гидровращателя планетарного типа, необходимо провести теоретические исследования системы распределения рабочей жидкости планетарных гидромашин [1, 4, 7, 13, 14].

Работу непосредственной распределительной системы схематично можно представить следующим образом: рабочая жидкость под давлением поступает в отверстия нагнетания 6 (рис. 1), выполненные в правой и левой крышках 3. Дальше жидкость через распределительные отверстия 5, выполненные в шестерни поступает в рабочие камеры 4, которые образованы внутренней поверхностью направляющей 1 с роликами и внешней поверхностью шестерни 2. Под действием давления жидкости направляющая 1 начинает осуществлять сложное плоскопараллельное движение, обкатываясь по шестерне 2 и одновременно сообщая ей вращательное движение.



Рис. 1 – Схема непосредственной распределительной системы гидравлического вращателя планетарного типа: 1 – корпус (направляющая); 2 – ротор (шестерня); 3 – крышки; 4 – рабочие камеры; 5 – окна распределительного устройства; 6, 7 – окна нагнетания и слива золотникового устройства

(рис. 1) представляют Крышки 3 собой многофункциональное устройство, образующее торцевые замыкатели с элементами распределения рабочей жидкости (золотниковое устройство). Для обеспечения фазной подачи рабочей жидкости в рабочие камеры внутренние поверхности золотникового устройства (крышек имеют Характерное зеркальное отражение. (плоскопараллельное с вращением) лвижение шестерни 2 относительно торцевых поверхностей золотникового устройства (крышек 3) обуславливает распределительных перемешение отверстий 5. выполненных в шестерни 2 (распределительное устройство) по торцевой поверхности крышки 3, в котором выполнены отверстия нагнетания 6 и слива 7 золотникового устройства. Все это и представляет собой непосредственную распределительную систему. Основной характеристикой распределительной системы является ее пропускная способность (расход рабочей жидкости), т. е. площадь проходного сечения системы. Площадь проходного сечения складывается площадей перекрытия окон золотникового ИЗ устройства окнами распределительного устройства. Площадь проходного сечения распределительной системы зависит от количества распределительных окон, от их формы и геометрических параметров.

Под распределительным устройством понимается поверхность шестерни, на которой выполнены распределительные окна, под золотниковым устройством – поверхность крышки, на которой выполнены окна нагнетания и слива.

Для анализа работы непосредственной распределительной системы условно считаем, что крышка 1 (рис. 1) выполняет функцию золотникового устройства, которое неподвижно, а шестерня 2 –

функцию распределительного устройства, которое совершает плоскопараллельное движения с вращением.

На рис. 2 представлено наложение окон распределительного устройства на окна золотникового, при котором и происходит перекрытие распределительных окон в одно из мгновенных положений.



Рис. 2 – Расчетная схема определения геометрических параметров распределительной системы (крышки и шестерни) гидровращателя планетарного типа

Так же рис. 2 можно представить, как перемещение одного окна распределительного устройства по поверхности золотникового, представленной окнами нагнетания и слива, поочередно их, перекрывая И совершая гипоциклоидальное движение. Линия центров ОО' (рис. 2) условно разделяет распределительную систему на зону нагнетания и зону слива, которые расположены строго симметрично, причем справа распределительные окна соединяются с окнами

нагнетания золотникового устройства, а слева – с окнами слива.

Количество окон распределительного устройства Z_p определяется количеством зубьев шестерни Z_u , т.е. $Z_p = Z_u$. Количество пар окон (нагнетания и слива) золотникового устройства Z_3 определяется количеством зубьев направляющей $Z_{hanp.}$, т.е. $Z_3 = Z_{nanp}$.

Между количеством зубьев шестерни Z_{uu} и направляющей $Z_{nanp.}$ существует взаимосвязь $Z_n = Z_{uu} + 1$, а между количеством окон распределительного Z_p и золотникового Z_s устройств – $Z_s = 2 \cdot (Z_p + 1)$. Причем $Z_s = Z_n + Z_{cn}$, где Z_n – количество окон нагнетания и Z_{cn} – количество окон слива золотникового устройства.

Количество циклов Z_{u} , обусловленное кинематическими параметрами гидровращателя планетарного типа, определяется количеством зубьев направляющей $Z_{uanp.}$, т.е. $Z_{u} = Z_{nanp}$, при этом Z_{3} равно $Z_{3} = 2Z_{u}$.

Примем, что окна золотникового устройства радиусом r_{xp} расположены на окружности радиусом R_{xp} , центр которой расположен в точке O_1 , окна распределительного устройства радиусом r_p – на окружности радиусом R_{uu}^0 (рис. 2), центр которой расположен в точке O_2 , а расстояние между центрами окружностей равно $O_1O_2 = e$.

При работе распределительного устройства центр O_2 описывает окружность радиусом *е* вокруг цента O_1 неподвижного золотникового устройства. При этом, за один оборот, окно радиусом r_p переместится на угол α_1 или совершит один цикл.

Определим основные геометрические параметры, характеризующие непосредственную распределительную систему гидровращателя планетарного типа.

Угол между окнами распределительного устройства в статическом положении равен $\alpha = \frac{2\pi}{Z_p}$, угол между окнами нагнетания и слива золотникового устройства – $\beta = \frac{2\pi}{Z_p}$.

Угол исходного смещения окон распределительного устройства от оси OO' равен $\alpha_1 = 0$, а золотникового устройства – β_1 .

Текущие углы расположения окон распределительного устройства *α_i* определяются из выражения:

$$\alpha_i = \frac{2\pi}{Z_p} (i-1), \tag{1}$$

где *i* – номер текущего окна распределительного устройства (шестерни).

Минимальный угол расположения первого окна нагнетания β_{lmin} золотникового устройства определяется из выражения (рис. 2):

$$\sin\beta_{1\min} = \frac{\frac{\Delta}{2} + r_{\kappa p}}{R}, \qquad (2)$$

$$\beta_{\rm 1min} = \arcsin\left(\frac{\frac{\Delta}{2} + r_{\kappa p}}{R_{\kappa p}}\right). \tag{3}$$

Максимальный угол расположения первого окна нагнетания $\beta_{1\text{max}}$ золотникового устройства определяется из выражения: $\beta_{1\text{max}} = \frac{\pi}{Z_2}$, т.е. угол расположения первого окна нагнетания β_1 должен

располагаться в пределах $\frac{\frac{\Delta}{2} + r_{\kappa p}}{R_{\kappa p}} \le \beta_1 \le \frac{\pi}{Z_2}$.

Углы расположения текущих окон нагнетания β_{u_i} и слива β_{cu_i} золотникового устройства будут равны:

$$\beta_{\mu_{i}} = \beta_{1} + \frac{2\pi}{Z_{\mu}} \cdot (i-1), \ \beta_{c_{\mu_{i}}} = \frac{2\pi}{Z_{c_{\mu}}} \cdot (i-1) - \beta_{1}, \qquad (4)$$

где *i* – номер текущего окна (нагнетания или слива) золотникового устройства (крышки).

Для определения радиуса $R_{\kappa p}$ расположения окон золотникового устройства (крышки) и радиуса R_{uu}^{0} расположения окон распределительного устройства (шестерни) считаем, что окно нагнетания золотникового устройства полностью перекрыто окном распределительного устройства (т. K – центр перекрытых окон) (рис. 2).

Если радиус R_{uu}^0 расположения окон распределительного устройства известен, то радиус R_{sp} расположения окон золотникового устройства определяем из $\Delta O_1 KH$:

$$R_{\kappa p} = \sqrt{O_1 H^2 + HK^2}$$
, $O_1 H = O_2 H - O_1 O_2$

где $O_1O_2 = e$ – эксцентриситет; $O_2H = R_u^0 \cdot \cos \varphi$;

 $HK = R_{u}^{0} \cdot \sin \varphi , \ \varphi = \pi - \alpha_{i} = \pi - \frac{2\pi}{Z_{1}} \cdot (i-1).$

Тогда,

j

$$R_{\kappa p} = \sqrt{\left(R_{uu}^{0} \cdot \cos(\pi - \alpha_{i}) - e\right)^{2} + \left(R_{uu}^{0} \cdot \sin(\pi - \alpha_{i})\right)^{2}}, (5)$$

$$R_{\kappa p} = \sqrt{R_{uu}^{02} \cdot \cos^{2}(\pi - \alpha_{i}) - 2R_{uu}^{0} \cdot \cos(\pi - \alpha_{i}) + e^{2} + R_{uu}^{2} \cdot \sin^{2}(\pi - \alpha_{i})} = \frac{1}{\sqrt{R_{uu}^{02} \cdot \left(\cos^{2}(\pi - \alpha_{i}) + \sin^{2}(\pi - \alpha_{i})\right) - 2R_{uu}^{0} \cdot \cos(\pi - \alpha_{i}) \cdot e + e^{2}}}.$$
Tak kak, $\cos^{2}(\pi - \alpha_{i}) + \sin^{2}(\pi - \alpha_{i}) = 1$, to
$$R_{\kappa p} = \sqrt{R_{uu}^{02} - 2R_{uu}^{0} \cdot \cos(\pi - \alpha_{i}) \cdot e + e^{2}}.$$
(6)

Если радиус $R_{\kappa p}$ расположения окон золотникового устройства известен, то определяем радиус $R_{\mu u}^{0}$ расположения окон распределительного устройства.

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

$$R_{u}^{0\,2} - 2R_{u}^{0} \cdot \cos\left(\frac{2\pi}{Z_{1}} \cdot n\right) \cdot e - \left(R_{\kappa p}^{2} - e^{2}\right) = 0 .$$
(7)

Обозначим, $\cos(\pi - \alpha_i) \cdot e = B$ и $R_{kp}^2 - e^2 = C$.

Тогда уравнение (7) примет вид:

$$R_{uu}^{0\,2} - 2R_{uu}^{0} \cdot B - C = 0 .$$
 (8)

Отсюда,

$$R_{uu}^{0} = B + \sqrt{B^{2} + C} ,$$

$$R_{uu}^{0} = \cos(\pi - \alpha_{i}) \cdot e + \sqrt{\cos^{2}(\pi - \alpha_{i}) \cdot e^{2} + R_{kp}^{2} - e^{2}} .(9)$$

При расположении распределительных окон (рис. 2) должно выполняться условие: $O'_{p7}O_{ca7} = r_p + r_{\kappa p} + 0,02$.

При определении угла между центрами окон золотникового и распределительного устройств (рис. 3) рассмотрим ΔHKO_1 .



Рис. 3 – Расчетная схема определения площади перекрытия окон золотникового устройства (крышки) окнами распределительного устройства (шестерни)

$$\text{ II3 } \Delta HKO_1: \ \angle HO_1K = \varepsilon + \sigma = \frac{\pi}{2} - \sigma', \qquad (10)$$

где *γ* – угол между центрами окон золотникового и распределительного устройств;

$$\sigma = \pi - \beta_{H_i} - \beta_1.$$

Из выражения (10) угол между центрами окон золотникового и распределительного устройств равен

$$\varepsilon = \frac{\pi}{2} - \sigma' - \sigma \,. \tag{11}$$

$$\text{ M3 } \Delta HKO_1: \sin \sigma' = \frac{O_1H}{O_1K},$$

где $O_1 H = O_2 H - e$; $O_2 H = R_u^0 \cdot \cos \varphi$; $O_1 K = R_{\kappa p}$. Тогда,

$$\sigma' = \arcsin\frac{R_{u}^{0} \cdot \cos(\pi - \alpha_{i}) - e}{R_{u}}, \qquad (12)$$

$$\varepsilon = \frac{\pi}{2} - \arcsin \frac{R_{u}^0 \cdot \cos(\pi - \alpha_i) - e}{R_{xp}} - (\pi - \beta_{u_i} - \beta_1).$$

Для определения площади перекрытия окон золотникового устройства (крышки) окнами распределительного устройства (шестерни) рассмотрим рис. 3.

Площадь перекрытия распределительных окон *S_i*, соответствующая площади фигуры *ABCD* равна:

$$S_i = S_{1i} + S_{2i} , (13)$$

где S_{1i} – площадь сегмента ABC;

 S_{2i} – площадь сегмента CDA.

Площадь сегмента *ABC* можно представить в виде разности площадей сектора CO'_2A и треугольника $\Delta CO'_2A$, т.е.

$$S_{1i} = S_{CO'_{A}} - S_{\Delta CO'_{A}} \,. \tag{14}$$

Площадь сектора СО₂ А равна [15]:

$$S_{CO_2^{\prime}A} = \frac{\pi \cdot r_p^2 \cdot \varphi_{1i}}{360^{\circ}} = \frac{\pi \cdot r_p^2 \cdot \varphi_{1i}}{2\pi}$$

где φ_{1i} — угол, ограничивающий величину сектора CO'_2A .

После преобразований получим:

$$S_{CO_{2}A} = \frac{1}{2}r_{p}^{2} \cdot \varphi_{1i} \,. \tag{15}$$

Из
$$\Delta CO'_2 A$$
: $S_{\Delta CO'_2 A} = \frac{1}{2}O'_2 C \cdot O'_2 A \cdot \sin \varphi_{1i}$.
Так как $O'_2 C = O'_2 A = r_{ui}$, то
 $S_{\Delta CO'_2 A} = \frac{1}{2}r_p^2 \cdot \sin \varphi_{1i}$. (16)

Таким образом,

$$S_{1i} = \frac{r_p^2}{2} \left(\varphi_{1i} - \sin \varphi_{1i} \right).$$
 (17)

Площадь сегмента *CDA* определяется аналогично:

$$\begin{split} S_{2i} &= S_{CO_{1}'A} - S_{\Delta CO_{1}'A} ,\\ S_{CO_{1}'A} &= \frac{1}{2} r_{\kappa p}^2 \cdot \varphi_{2i} , \\ S_{\Delta CO_{1}'A} &= \frac{1}{2} r_{\kappa p}^2 \cdot \sin \varphi_{2i} , \end{split}$$

где φ_{2i} — угол, ограничивающий величину сектора CDA.

Таким образом,

$$S_{2i} = \frac{r_{\kappa p}^2}{2} \left(\varphi_{2i} - \sin \varphi_{2i} \right).$$
(18)

Тогда площадь перекрытия S_i распределительных окон золотникового и распределительного устройств, соответствующая площади фигуры *ABCD* равна [15]:

$$S_{i} = \frac{r_{p}^{2}}{2} \left(\varphi_{1i} - \sin \varphi_{1i} \right) + \frac{r_{xp}^{2}}{2} \left(\varphi_{2i} - \sin \varphi_{2i} \right), \qquad (19)$$

а площадь проходного сечения будет равна:

$$S_{n.c_i} = \sum S_i . \tag{20}$$

Для определения угла φ_{1i} рассмотрим $\Delta O'_1 C O'_2$:

$$\cos\frac{\varphi_{1i}}{2} = \frac{O_1'O_2'^2 + r_p^2 - r_{\kappa p}^2}{2O_1'O_2' \cdot r_p},$$

где $O'_{1}O'_{2} = M_{i}$ — межцентровое расстояние между окнами распределительного и золотникового устройств, находящихся в перекрытии; причем должно выполняться условие $0 \le M_{i} \le |r_{p} + r_{sp}|$, иначе окна перекрываться не будут.

Тогда,

$$\varphi_{1i} = 2 \arccos\left(\frac{M_i^2 + r_p^2 - r_{\kappa p}^2}{2M_i \cdot r_p}\right).$$
(21)

Для определения угла φ_{2i} рассмотрим $\Delta O'_{1}FA$,

где
$$AF = r_{\kappa p} \cdot \sin \frac{\varphi_{2i}}{2}$$
. Из $\Delta O'_2 FA$: $AF = r_p \cdot \sin \frac{\varphi_{1i}}{2}$.
Тогда

$$\varphi_{2i} = 2 \arcsin\left(\frac{r_p}{r_{sp}} \cdot \sin\frac{\varphi_{1i}}{2}\right). \tag{22}$$

Таким образом, пропускная способность распределительной системы непосредственного типа будет определяться выражением [16, 17]:

$$S_{i} = \frac{r_{p}^{2}}{2} \cdot \left[2 \arccos\left(\frac{M_{i}^{2} + r_{p}^{2} - r_{\kappa p}^{2}}{2M_{i}^{\prime} \cdot r_{p}}\right) - \frac{1}{2M_{i}^{\prime} \cdot r_{p}} + \frac{1}{2M_{i}^{2} \cdot r_{p}^{2}}{2M_{i} \cdot r_{p}} \right] + \frac{r_{\kappa p}^{2}}{2} \cdot \left[2 \arccos\left(\frac{M_{i}^{2} + r_{p}^{2} - r_{\kappa p}^{2}}{2M_{i} \cdot r_{p}}\right) + \frac{1}{2} - \frac{1}{2} \operatorname{csin}\left(2 \operatorname{arcsin}\left(\frac{r_{p}}{r_{\kappa p}} \cdot \sin\frac{\varphi_{1i}}{2}\right) - \frac{1}{2} \operatorname{sin}\left(2 \operatorname{arcsin}\left(\frac{r_{p}}{r_{\kappa p}} \cdot \sin\frac{\varphi_{1i}}{2}\right)\right) \right],$$

$$(23)$$

Межцентровое расстояние между окнами распределительного и окнами нагнетания M_{1i} и слива M_{2i} золотникового устройств определяется из выражений [16] в зависимости от четверти расположения распределительных окон:

- в первой четверти при условии:

$$0 \leq \alpha_{i} \leq \frac{\pi}{2}; \ 0 \leq \beta_{u_{i}} \leq \frac{\pi}{2}; \ 0 \leq \beta_{cu_{i}} \leq \frac{\pi}{2},$$

$$M_{li} = \sqrt{\left[\pm R_{u}^{0} \cdot \cos \alpha_{i} \pm e \mp R_{yp} \cdot \cos \beta_{u_{i}}\right]^{2} + \left[R_{u}^{0} \cdot \sin \alpha_{i} - R_{yp} \cdot \sin \beta_{u_{i}}\right]^{2}};$$

$$M_{2i} = \sqrt{\left[R_{u}^{0} \cdot \cos \alpha_{i} + e - R_{yp} \cdot \cos \beta_{cu}\right]^{2} + \left[\pm R_{u}^{0} \cdot \sin \alpha_{i} \mp R_{yp} \cdot \sin \beta_{cu}\right]^{2}};$$

$$- \text{ во второй четверти при условии:}$$

$$\frac{\pi}{2} < \alpha_{i} \leq \pi; \ \frac{\pi}{2} < \beta_{u_{i}} \leq \pi; \ \frac{\pi}{2} < \beta_{cu_{i}} \leq \pi;$$

$$M_{li} = \sqrt{\left[\pm R_{u}^{0} \cdot \cos \alpha_{i} \mp e \mp R_{yp} \cdot \cos \beta_{u_{i}}\right]^{2} + \left[\pm R_{yp} \cdot \sin \beta_{u} \mp R_{u}^{0} \cdot \sin \alpha_{i}\right]^{2}};$$

$$M_{2i} = \sqrt{\left[\pm R_{yp}^{0} \cdot \cos \alpha_{i} \mp e \mp R_{yp} \cdot \cos \beta_{u_{i}}\right]^{2} + \left[\pm R_{yp} \cdot \sin \beta_{u} \mp R_{yp}^{0} \cdot \sin \alpha_{i}\right]^{2}};$$

$$M_{2i} = \sqrt{\left[\pm R_{yp} \cdot \cos \beta_{cu} \mp R_{u}^{0} \cdot \cos \alpha_{i} \pm e\right]^{2} + \left[\pm R_{u}^{0} \cdot \sin \alpha_{i} \mp R_{yp} \cdot \sin \beta_{cu_{i}}\right]^{2}}$$

$$- \text{ в третьей четверти при условии:}$$

$$(24)$$

$$\pi < \alpha_i \le \frac{3\pi}{2}; \ \pi < \beta_{\mu_i} \le \frac{3\pi}{2}; \ \pi < \beta_{cx_i} \le \frac{3\pi}{2},$$
ажения (25):

из выражения (25);

$$\frac{3\pi}{2} < \alpha_i \le 2\pi \; ; \frac{3\pi}{2} < \beta_{\mu_i} \le 2\pi \; ; \; \frac{3\pi}{2} < \beta_{c\pi_i} \le 2\pi \; ,$$

из выражения (24).

В результате проведенных исспелований разработан математический аппарат и методика определения геометрических параметров элементов непосредственной распределительной системы гидровращателя планетарного типа, позволяющая определить количественное изменение площади проходного сечения в зависимости от изменения геометрических параметров элементов распределительной системы.

результате Выводы. В проведенных исследований разработан математический аппарат и расчета, позволяющие определить алгоритм геометрических взаимосвязь параметров распределительной системы И выходных характеристик гидровращателя планетарного типа; выполненное более полное математическое описание пронессов. происходящих в распределительной системе открывает возможность исследования статических И динамических характеристик гидровращателя планетарного типа, работающего в составе гидроагрегата и определения влияния на них конструктивных особенностей распределительной системы.

Разработанная математическая модель является основой, для решения поставленной в работе научной проблемы – усовершенствование теории расчета и проектирования рабочих поверхностей распределительной системы гидровращателя планетарного типа на базе исследования влияния геометрических параметров и рабочих процессов, протекающих в распределительной системе на изменение выходных характеристики гидровращателя планетарного типа.

Список литературы: 1. Панченко А. И. Математическая модель торцевой распределительной системы с окнами в форме паза / А. И. Панченко, А. А. Волошина, В. М. Верещага [и др.] // Праці ТДАТУ. – Мелітополь, 2011. – Т. 6, вип. 11. – С. 322–331. 2. Панченко А. И. Исследование влияния изменения конструктивных параметров распределительных систем на выходные характеристики планетарного гидромотора А. И. Панченко, А. А. Волошина, И. И. Милаева // Праці ТДАТУ. -Мелітополь, 2006. – Вип. 37. – С. 72-82. З. Панченко А. І. Експериментальне обґрунтування величини перекриття розподільних вікон / А. І. Панченко, В. М. Кюрчев, А. А. Волошина [та ін.] // Праці ТДАТУ. – Мелітополь, 2001. – Т. 19, вип. 2. – С. 13-17. 4. Панченко А. И. Обоснование путей улучшения выходных характеристик планетарных гидромашин малой мощности / А. И. Панченко, А. А. Волошина, А. А. Зуев [и др.] // Праці ТДАТУ. - Мелітополь, 2012. - Т. 3, вип. 12. - С. 15-27. 5. Волошина А. А. Конструктивные особенности и принцип работы героторных гидромашин // Науковий вісник ТДАТУ. - Мелітополь, 2012. - Т. 5, вип. 2. - С. 220-226. - Режим доступа : http://nauka.tsatu.edu.ua/e-journals-tdatu/pdf2t5/12vaahmo.pdf>. – Дата обращения : 5 января 2015. 6. Панченко А. И. Конструктивные особенности и принцип работы гидровращателей планетарного типа / А.И.Панченко, А.А.Волошина, В.П.Кувачев [и др.] // Праці ТДАТУ. - Мелітополь, 2012. - Т. 3, вип. 12. - С. 174-184. 7. Панченко А. И. Обоснование путей улучшения выходных характеристик гидровращателей планетарного типа А. И. Панченко, А. А. Волошина, И. И. Милаева [и др.] // Праці ТДАТУ. – Мелітополь, 2009. – Т. 5, вип. 9. – С. 68–74.

8. Волошина А. А. Классификация планетарных гидромашин. применяемых в силовых гидроприводах мобильной техники А. А. Волошина // Праці ТДАТУ. – Мелітополь, 2011. – Т. 1, вип. 11. - С. 67-85. 9. Погорілець О. М. Гідропривод сільськогосподарської техніки / О. М. Погорілець, М. С. Волянський, В. Д. Войтюк [та ін.]. – К. : Вища освіта, 2004. – 368 с. 10. Башта Т. М. Гидравлика, гидромашины, гидроприводы : учебник для ВТУЗов / Т. М. Башта, С. С. Руднев, Б. Б. Некрасов [и др.]. – М. : Машиностроение, 1982. - 423 с. 11. Воронов С. А. Исследование изменения стыкового зазора в распределительном узле аксиальнопоршневой гидромашины / С. А. Воронов, А. Н. Густомясов, А. Ю. Рыбаков [и др.] // Изв. вузов Машиностроения. - 1988. -№ 1. – С. 77–81. 12. Панченко А. И. Математическая модель гидропривода вращательного действия / А. И. Панченко, А. А. Волошина // Науковий вісник ТДАТУ. – Мелітополь, 2011. – Т. 1, вип. 1.- С. 10-21. - Режим доступа : http://nauka.tsatu.edu.ua/ejournals-tdatu/pdflt1/11paidra.pdf>. – Дата обращения : 5 января 2015. 13. Волошина А. А. Влияние конструктивных особенностей распределительных систем на выходные характеристики планетарных гидромашин / А. А. Волошина // Праці ТДАТУ. -Мелітополь, 2012. - Т. 5, вип. 12. - С. 3-9. 14. Волошина А. А. Исследование влияния формы окон торцевой распределительной системы на выходные характеристики планетарных гидромашин / А. А. Волошина, В. М. Верещага, В. В. Тарасенко [и др.] // Науковий вісник ТДАТУ. - Мелітополь, 2011. - Т. 3, вип. 1. - С. 177-185. http://nauka.tsatu.edu.ua/e-journals-Режим доступа tdatu/pdf1t3/11VAAPHM.pdf>. – Дата обращения : 5 января 2015. Математическая 15. Панченко А. И. молель торневой распределительной системы с цилиндрическими окнами А. И. Панченко, А. А. Волошина, Д. С. Титов [и др.] // Праці ТДАТУ. - Мелітополь, 2011. - Т. 1, вип. 11. - С. 11-22. 16. Панченко А. И. Методика проектирования элементов распределительных систем гидровращателей планетарного типа / А. И. Панченко, А. А. Волошина, А. И. Засядько // Праці ТДАТУ. – Мелітополь. – Т. 6. вип. 13. – С. 82–101. **17.** Панченко А. И. 2013. Методологические основы проектирования гидравлических вращателей планетарного типа / А. И. Панченко, А. А. Волошина, И. А. Панченко // MOTROL. - Vol. 16, № 3. - Р. 179-186.

Bibliography (transliterated): 1. Panchenko, A. I., et al. "Matematicheskaja model' torcevoj raspredelitel'noj sistemy s oknami v forme paza." *Praci TSATU*. Melitopol, 2011. No. 6.11. 322–331. Print.
2. Panchenko, A. I., A. A. Voloshina and I. I. Milaeva. "Issledovanie vlijanija izmenenija konstruktivnyh parametrov raspredelitel'nyh sistem na vyhodnye harakteristiki planetarnogo gidromotora." *Praci TSATU*. Melitopol, 2006. No. 37. 72-82. Print. 3. Panchenko, A. I., et al. "Eksperimental'ne obrruntuvannja velichini perekrittja rozpodil'nih vikon." Praci TSATU. - Melitopol, 2001. No. 19.2. 13-17. Print. 4. Panchenko, A. I., et al. "Obosnovanie putej uluchshenija vyhodnyh harakteristik planetarnyh gidromashin maloj moshhnosti." Praci TSATU. Melitopol, 2012. No. 3.12. 15-27. Print. 5. Voloshina, A. A. "Konstruktivnye osobennosti i princip raboty gerotornyh gidromashin." Naukovij visnik TSATU. Melitopol, 2012. No. 5.2. 220-226. Web. 5 January 2015 http://nauka.tsatu.edu.ua/e-journalstdatu/pdf2t5/12vaahmo.pdf>. 6. Panchenko, A. I., et al. "Konstruktivnye osobennosti i princip raboty gidrovrashhatelej planetarnogo tipa." Praci TSATU. Melitopol, 2012. No. 3.12. 174-184. Print. 7. Panchenko, A. I., et al. "Obosnovanie putej uluchshenija vyhodnyh harakteristik gidrovrashhatelej planetarnogo tipa." Praci TSATU. Melitopol, 2009. No. 5.9. 68-74. Print. 8. Voloshina, A. A. "Klassifikacija planetarnyh gidromashin, primenjaemyh v silovyh gidroprivodah mobil'noj tehniki." *TSATU.* Melitopol, 2011. No. 1.11. 67-85. Praci Print. 9. Pogorilec', O. M., et al. Gidroprivod sil's'kogospodars'koï tehniki. Kiev : Vishha osvita, 2004. Print. 10. Bashta, T. M., et al. Gidravlika, gidromashiny, gidroprivody. Moscow : Mashinostroenie, 1982. Print. 11. Voronov, S. A., et al. "Issledovanie izmenenija stykovogo zazora v raspredelitel'nom uzle aksial'no-porshnevoj gidromashiny." Izv. vuzov Mashinostroenija. No. 1. 1988. 77-81. Print. 12. Panchenko, A. I., and "Matematicheskaja model' A. A. Voloshina. gidroprivoda vrashhatel'nogo dejstvija." Naukovij visnik TSATU. Melitopol, 2011. No. 1.1. 10-21. Web. 5 January 2015 http://nauka.tsatu.edu.ua/e-13. Voloshina, A. A. journals-tdatu/pdf1t1/11paidra.pdf>. "Vlijanje konstruktivnyh osobennostej raspredelitel'nyh sistem na vyhodnye harakteristiki planetarnyh gidromashin." Praci TSATU. Melitopol, 2012. No. 5.12. 3-9. Print. 14. Voloshina, A. A., et al. "Issledovanie vlijanija formy okon torcevoj raspredelitel'noj sistemy na vyhodnye harakteristiki planetarnyh gidromashin." Naukovij visnik TSATU. Melitopol, 2011. -No. 3.1. 177-185. Web. 5 January 2015 http://nauka.tsatu.edu.ua/ejournals-tdatu/pdflt3/11VAAPHM.pdf>. 15. Panchenko, A. I., et al. "Matematicheskaja model' torcevoj raspredelitel'noj sistemy s cilindricheskimi oknami." Praci TSATU. Melitopol, 2011. No. 1.11. 11-22. Print. 16. Panchenko, A. I., A. A. Voloshina and A. I. Zasjad'ko. "Metodika proektirovanija jelementov raspredeli-tel'nyh sistem gidrovrashhatelej planetarnogo tipa." Praci TSATU. Melitopol, 2013. No. 6.13. 82-101. Print. 17. Panchenko, A. I., A. A. Voloshina and "Metodologicheskiye osnovy I. A. Panchenko. proyektirovaniya gidravlicheskikh vrashchatel' planetarnogo tipa." MOTROL. No. 16.3. 179-186. Print.

Поступила (received) 13.02.15

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

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

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

Волошина Анжела Анатольевна – доктор технических наук, профессор, Таврический государственный агротехнологический университет, профессор кафедры мобильных энергетических средств, г. Мелитополь; тел.: (097) 526-26-03, e-mail: voloshinaa2012@gmail.com.

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

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

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

Обернихин Юрий Павлович – аспирант, Таврический государственный агротехнологический университет, аспирант кафедры мобильных энергетических средств, г. Мелитополь; тел.: (097) 751-92-58: e-mail: tia_tgata@bk.ru.

Obernikhin Yurij Pavlovich – Graduate student, Tavria State Agrotechnological University, Graduate student at the Department of mobile power means, Melitopol; tel.: (097) 751-92-58, e-mail: tia_tgata@bk.ru.

УДК 621.224

В. Э. ДРАНКОВСКИЙ, К. С. РЕЗВАЯ

ПРИМЕНЕНИЕ БЛОЧНО-ИЕРАРХИЧЕСКОГО МЕТОДА ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ОБРАТИМЫХ ГИДРОМАШИН

Представлен подход к исследованию проточной части радиально-осевых гидромашин на основании математического моделирования рабочего процесса. Определены преимущества блочно-иерархического подхода на системе многоуровнего описания рабочего процесса. Представлена общая структура математического описания с помощью безразмерных коэффициентов. А также приведена блок-схема для двух режимов работы гидромашины и алгоритм для общего случая расчета пространственного течения жидкости.

Ключевые слова: насосный режим, турбинный режим, проточная часть, математическая модель, баланс энергии, потери энергии, алгоритм, объёмная модель, течение жидкости.

Введение. Требования современных мощных энергосистем к выравниванию графика нагрузки обуславливают строительство гидроаккумулирующих электростанций (ГАЭС), оборудованных двухмашинными обратимыми гидромашинами как наиболее эффективными для работы в пиковых и полупиковых зонах графиков нагрузки. Наиболее широкое применение в настоящее время получили радиально-осевые обратимые гидромашины, работающие в диапазоне напоров от 70 до 700 м.

решение Успешное залачи создания высокоэффективного оборудования для ГАЭС во многом зависит от правильного выбора расчетных параметров, соответствующих заданным условиям, которые определяют геометрию элементов проточной части обратимой машины и обеспечивают требуемый уровень ее энергетических показателей [1, 2, 3]. Такой выбор, как правило, осуществляется с помощью многовариантных расчетов, в процессе которых исследуется влияние геометрических и режимных параметров энергетические на показатели гидромашины.

При проектировании обратимых гидромашин выбор основных параметров производится по насосному режиму [1, 2]поэтому расчет гидродинамических характеристик для ланного режима выполняется на основании численного моделирования влияния геометрических и режимных параметров по математической модели (ММ) рабочего процесса. В этом случае возникает необходимость определения параметров оптимального и расчетного режимов работы в турбинном режиме. Это может решаться с помощью той же математической модели.

Основная часть. Построение математических моделей рабочего процесса гидромашин основан на общих принципах математического моделирования технических объектов, требующих создания блочноиерархической структуры математических моделей рабочего процесса, предусматривающей разработки взаимосвязанных между собой моделей разного уровня. Рассмотрим возможность применения блочноиерархического подхода лля расчета гидродинамических и энергетических характеристик обратимой гидромашины в двух режимах, а также описание рабочего процесса с помощью безразмерных осредненных параметров. В этом случае необходимо получить зависимость коэффициентов потерь

элементов проточной части (ПЧ) от геометрических (диаметр рабочего колеса (D), высота направляющего аппарата (b) и т.д.) и режимных параметров.

Но для проведения исследований необходимо наличие математической модели рабочего процесса различного уровня. Выбор наиболее эффективной модели зависит от стадии проектирования проточной части. 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 разных стадиях на проектирования проточной части гидромашин для численного моделирования ее характеристик.

Применение блочно-иерархического подхода для составления математического описания рабочего процесса проточной части обратимой гидромашины предусматривает разработку комплекса взаимосвязанных между собой моделей разного уровня.

Общая структура математического описания рабочего процесса устанавливается с помощью уравнений для расчета энергетических параметров обратимой гидромашины (уравнение баланса энергий и основного уравнения гидромашин).

В насосном режиме работы обратимой гидромашины [4] уравнение баланса энергий в безразмерном виде определяется по формуле:

$$\overline{H}^{H}_{T} = \overline{H}^{H} + k^{H}_{\text{подв.}} + k^{H}_{\text{р.к.}} + k^{H}_{\text{отв.}}, \qquad (1)$$

где \overline{H}^{H}_{T} – коэффициент теоретического напора обратимой гидромашины в насосном режиме;

 \overline{H}^{H} – коэффициент напора;

 $k^{H}_{\text{подв.}}, k^{H}_{\text{р.к.}}, k^{H}_{\text{отв.}}$ — коэффициенты потерь энергии (в подводе, рабочем колесе и отводе).

Коэффициенты потерь энергии, которые выражаются в соответствии с законами подобия для анализа рабочих процессов в обратимой гидромашине, выражаются через потери энергии в элементах проточной части:

$$k^{H} = g \cdot \frac{h}{\omega^{2} \cdot D^{2}},$$

где *D* – диаметр рабочего колеса;

h – потери энергии;

ω – угловая скорость.

Коэффициент напора в насосном режиме определяются по следующей формуле:

$$\overline{H}^{H} = g \cdot \frac{H}{\omega^2 \cdot D^2} \,,$$

где Н – напор.

С учетом всех зависимостей выражение гидравлического КПД в насосном режиме из основного уравнения гидромашин представляется в виде:

$$\eta_{\Gamma}^{H} = 1 - \frac{k^{H}}{\overline{H}_{T}^{H}}.$$
 (2)

В турбинном режиме работы обратимой гидромашины уравнение баланса в безразмерной форме имеет вид:

$$\frac{g}{Q_T^{'}} = k_{H_T} \cdot \eta_0^2 + k_{\text{подв.}}^T + k_{\text{р.к.}}^T \cdot \eta_0^2 + k_{\text{отв.}}^T (3)$$

где $k_{H_{T}}$ – коэффициент напора в турбинном режиме,

 $k^{T}_{\text{подв.},k}k^{T}_{\text{р.к.},k}k^{T}_{\text{отв.}}$ – коэффициенты потерь в элементах проточной части (подводе, рабочем колесе и отводе), Q'_{T} – приведенный расход через гидромашину.

Коэффициент потерь энергии определяется по формуле:

$$k^{T} = g \cdot \frac{h \cdot D^{2}}{Q^{2}}.$$

На потери в рабочем колесе и на напор влияет объемный КПД, который определяют по формуле:

$$\eta_0 = \frac{Q_{\text{p.k.}}}{Q},$$

где $Q_{p\kappa}$ – расход, проходящий через рабочее колесо.

Используя основное уравнение гидромашин (уравнение Эйлера), в котором показана связь между энергетическими и кинематическими параметрами, гидравлический КПД в турбинном режиме можно определить по формуле [5]:

$$\eta_{\Gamma} = \frac{k_{H_{T}}}{g} \cdot Q' \tau^{2} \cdot \eta_{0}^{2} . \qquad (4)$$

Таким образом, для определения гидравлического КПД обратимой гидромашины необходимо знать коэффициенты напоров (теоретического и фактического), коэффициенты потерь в элементах проточной части, объемный КПД, приведенный расход и расход, который проходит через рабочее колесо.

В рассмотренном методе предполагается представление коэффициентов потерь как функции зависимости от осредненных углов потока на всасывающих (α_1 , β_1) и напорных (α_2 , β_2) элементах обратимой гидромашины.

В турбинном режиме работы:

$$\operatorname{ctg}\overline{\alpha}^{T}{}_{1,2} = \frac{\pi}{2} \cdot S_{1,2} \cdot \xi_{1,2} \cdot \psi - \operatorname{ctg}\overline{\beta}^{T}{}_{1,2},$$
$$\operatorname{ctg}\overline{\beta}^{T}{}_{1} = S_{1} \cdot \mu^{T} - \frac{\pi}{2} \cdot (\lambda_{T}{}^{2} - \xi_{1}) \cdot S_{1} \cdot \psi.$$

В насосном режиме работы:

$$\operatorname{ctg}\overline{\alpha}^{H}_{1,2} = \frac{\pi}{2} \cdot S_{1,2} \cdot \xi_{1,2} \cdot \psi - \operatorname{ctg}\overline{\beta}^{H}_{1,2},$$
$$\operatorname{ctg}\overline{\beta}^{H}_{2} = S_{2} \cdot \mu^{H} - \frac{\pi}{2} \cdot (\lambda_{H}^{2} - \xi_{2}) \cdot S_{2} \cdot \psi,$$

где ψ – режимный параметр, который характеризует вращение рабочего колеса, который определяется по формуле:

$$\psi = \frac{\omega \cdot D^3}{Q};$$

S – коэффициент, характеризующий высоту проточной части в сечениях;

 λ – относительный активный радиус решеток рабочего колеса;

 μ – параметр бесциркуляционного обтекания пространственной решетки рабочего колеса;

 ξ – среднее по расходу значение отношения радиусов на кромках рабочего колеса [4].

При выборе основных геометрических параметров проектируемой обратимой гидромашины на первоначальном этапе используют статистические уточняются данные, которые при отработке проточной части с помощью численного моделирования гидродинамических характеристик на основании предлагаемого комплекса взаимосвязанных математических моделей рабочего процесса.

Блок-схема блочно-иерархического математического описания рабочего процесса обратимой гидромашины в насосном и турбинном режимах работы представлена на рис. 1.

Использование функциональной модели обратимой гидромашины рабочего процесса в насосном режиме, представленной зависимостями (1) и (2)для численного исследования гидродинамических характеристик требует определения зависимостей коэффициентов теоретического напора и коэффициентов отдельных категорий потерь в элементах проточной части. Для турбинного режима _ ЭТО представлено и (4). И для зависимостями (3) определения гидродинамических характеристик возникает данные необходимость иметь по следующим параметрам: приведенного расхода, расхода через рабочее колесо и объемного КПД. Для раскрытия этих зависимостей используется кинематическое описание проточной части, построенное по блочноиерархическому принципу.

В настоящее время проводится работа по систематизации данных коэффициентов потерь энергии в элементах проточной части, полученных на основании расчетных и экспериментальных исследований обратимых радиально-осевых гидромашин.



Рис. 1 – Блок-схема математического описания рабочего процесса гидромашины

Ho для проектирование перспективных конструкций гидротурбин необходимо получать геометрию, максимальным образом удовлетворяющую многочисленным критериям качества, таких как максимальный коэффициент полезного действия (КПД), отсутствие кавитации, ограничения, технологичность, прочностные металлоемкость и долговечность. Применение средств математического моделирования стало общепринятой практикой, позволяющей заменить натурный эксперимент. Учет всех особенностей течения в обратимой гидромашине требует использования сложных моделей движения жидкости, что приводит к большим затратам компьютерного времени даже в настоящее время. Поэтому актуальными становятся подходы, основанные на комбинировании сложных и упрощенных моделей, позволяющие за короткое время получать оценки требуемых характеристик. Для этого созданы комплексы программ, позволяющие с современных численных методов применением рассчитывать трехмерное вязкое течение жидкости в каналах гидромашин. В результате расчета по этим программам можно получить поля скорости и давления, а также осредненные характеристики потока и потери энергии в элементах проточной части.

Программами, которые позволяют моделировать вязкое трехмерное стационарное течение несжимаемой жидкости в каналах гидромашин, являются программные комплексы ANSYS CFX, Fluent, FlowVision, др. Для решения уравнений гидродинамики используется конечно объемный метод с разными типами сеток. Геометрию расчетной области можно создавать в одной из программ (SolidWorks, CATIA, ProEngineer и др.) и импортировать в программу. Комплекс расчетной программы имеет удобный интерфейс, позволяющий выполнить автоматическую генерацию расчетной сетки, выбрать математическую модель течения и задать граничные условия. Алгоритм проведения расчета по программе приведен на рис. 2.



Рис. 2 – Алгоритм расчета пространственного течения жидкости с помощью специальной программы

САD: создание объемной модели проточной части с помощью специальной программы. Эта модель импортируется в программу для пространственного расчета. Пример проточной части обратимой гидромашины на рис. 3.



Рис. 3 – Объемная модель проточной части обратимой гидромашины

Mesh: на данном этапе определяется геометрия области исследования, создается область потока

жидкости, задаются имена граничных областей, устанавливаются параметры сетки.

Pre: определяется физическая модель, ее характеристики и параметры.

Solver: решение полного трехмерного турбулентного потока алгебраическим путем, в результате получают графические зависимости и значения, которые можно изменять, для получения желаемых.

Post: наглядное изображение общей структуры течения жидкости и распределение скоростей, давления в проточной части.

При проведении расчетов в пакете специальной программы, необходимым условием является анализ используемых моделей турбулентности, типов расчетных элементов и сеток, методов сопряжения, вращающихся и неподвижных элементами проточной части обратимой гидромашины.

В расчете имеет место использование стандартной *к*-*є* модели турбулентности, которая описывается следующих уравнений для определения кинетической энергии турбулентности и скорости диссипации соответственно:

$$\frac{\partial k}{\partial t} + \overline{U}_{j} \cdot \frac{\partial k}{\partial x_{j}} = \frac{\partial}{\partial x_{j}} \cdot \left[\left(v \cdot \frac{v_{t}}{\sigma_{k}} \right) \cdot \frac{\partial k}{\partial x_{j}} \right] + \tau_{ij} \cdot \frac{\partial \overline{u}_{i}}{\partial x_{j}} - \varepsilon,$$
$$\frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + \overline{U}_{j} \cdot \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_{j}} = \frac{\partial}{\partial x_{j}} \cdot \left[\left(v \cdot \frac{v_{t}}{\sigma_{\varepsilon}} \right) \cdot \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_{j}} \right] + c_{\varepsilon 1} \cdot \frac{\varepsilon}{k} \cdot \tau_{ij} \cdot \frac{\partial \overline{u}_{i}}{\partial x_{j}} - c_{\varepsilon 2} \cdot \frac{\varepsilon^{2}}{k}.$$

Турбулентная вязкость в этой модели определяется по формуле:

$$v_t = \frac{c_{\mu} \cdot k^2}{\varepsilon},$$

где некоторые параметры принимают значения:

$$c_{\mu} = 0,09, c_{\varepsilon 1} = 1,44, c_{\varepsilon 1} = 1,92, \sigma_{\varepsilon} = 1,3, \sigma_{k} = 1,0.$$

Данная модель справедлива для полностью развитого турбулентного течения, где прямое влияние вязкости на структуру турбулентности пренебрежимо мало.

Выводы. Таким образом, для определения гидродинамических характеристик насосном В режиме, необходимо знать коэффициенты теоретического напора и напора, потерь в элементах проточной части; в турбинном режиме - коэффициент напора, потерь в элементах проточной части, объемный КПД и приведенный расход гидромашины. Для нахождения этих зависимостей используется кинематическое описание потока проточной части. 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 проектирования проточной части, так и от характера поставленной задачи.

Список литературы: 1. Аршеневский Н. Н. Обратимые гидромашины гидроаккумулирующих электростанций Н. Н. Аршеневский. – М. : Энергия, 1977. – 238 с. 2. Грянко Л. П. Обратимые гидромашины / Л. П. Грянко. – Л. : Машиностроение, 1981. - 264 с. З. Дедков В. Н. Определение расчетных параметров обратимых гидромашин для диапазона напоров Н=70-700м / В. Н. Дедков // Пробл. машиностроения. - 2008. - Т. 11, № 1. -С. 7-11 4. Колычев В. А. Безразмерные характеристики обратимых гидромашин / В. А. Колычев, А. Н. Удовиков // Гидравл. машины. -1983 – Вып. 17. – С. 20–25. 5. Дранковский В. Э. К расчету гидродинамических характеристик высоконапорной обратимой гидромашины в турбинном режиме работы на основе математического описания рабочего процесса ee В. Э. Дранковский, К. С. Резвая // Вісник НТУ «ХПІ». Сер. : Гідравлічні машини та гідроагрегати. - Х. : НТУ «ХПІ» - 2015. -№ 3 – C. 125–129.

Bibliography (transliterated): 1. Arshenevskij, N. N. Obratimye gidromashiny gidroakkumulirujushhih jelektrostancij. Moscow Jenergija, 1977. Print. 2. Grjanko, L. P. Obratimye gidromashiny. Leningrad : Mashinostroenie, 1981. Print. 3. Dedkov, V. N. "Opredelenie raschetnyh parametrov obratimyh gidromashin dlja diapazona naporov N=70-700m." Probl. mashinostroenija. No. 11.1. 2008. 7-11. Print. 4. Kolychev, V. A. "Bezrazmernye harakteristiki obratimyh gidromashin." Gidravl. mashiny. No. 17. 1983. 20-25. Print. 5. Drankovskij, V. Je., "К K. S. Rezvaja. and raschetu gidrodinamicheskih harakteristik vysokonapornoj obratimoi gidromashiny v turbinnom rezhime raboty na osnove matematicheskogo opisanija ee rabochego processa." Visnik NTU «KhPI». Ser. Gidravlichni mashini ta gidroagregati. Kharkov : NTU «KhPI», 2015. No. 3. 125-129. Print.

Поступила (received) 01.10.2015

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

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

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

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

Rezvaya Kseniya Sergeevna – Postgraduate Student, Assistant, National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Assistant of the Department "Hydraulic machines", Kharkov; tel.: (057) 707-66-46, e-mail: ksjunja-rezvaya@mail.ru.

УДК 621.224.24

П.С. ЗАВЬЯЛОВ, Ю.М. КУХТЕНКОВ

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ КРУТЯЩИХ МОМЕНТОВ НА ЛОПАТКАХ НАПРАВЛЯЮЩЕГО АППАРАТА ОБРАТИМОЙ ГИДРОМАШИНЫ

Представлены результаты исследований статической и динамической составляющих крутящего момента на лопатках направляющего аппарата модельной обратимой гидромашины OPO170 в поле четырехквадрантной характеристики для условий Днестровской ГАЭС, проведенные в ГТЛ ВАТ «Турбоатом». Проведен анализ уровней амплитуд составляющих крутящего момента, частот динамической составляющей, определены направления действия момента, даны рекомендации по выбору левой линии ограничения по мощности в турбинном режиме для исследуемой гидромашины с целью уменьшения возможных вибраций лопаток направляющего аппарата.

Ключевые слова: модельная обратимая гидромашина, лопатки направляющего аппарата, насосный режим, турбинный режим, гидродинамический крутящий момент, тензометрический способ, универсальная четырехквадрантная характеристика.

Введение. Надежность обратимых гидромашин в значительной степени зависит от интенсивности гидродинамических нагрузок, действующих на лопатки направляющего аппарата [1-6]. Экспериментальное определение крутящих моментов позволяет получить на лопатке достоверную информацию для широкого диапазона режимов работы гидромашины, что необходимо при разработке и проектировании лопаток направляющего аппарата и механизма поворота, а также для уточнения расчетных методов их определения [5].

Гидродинамическую нагрузку, действующую на лопатки направляющего аппарата обратимой гидромашины, условно можно разделить на составляющие - статическую (среднеинтегральную) и (пульсирующую), динамическую что вызвано соответственно, стационарной Р_с и пульсирующей $P_{\pi}(t)$ составляющими гидродинамического давления. Эта нагрузка создает на лопатке направляющего аппарата гидродинамический крутящий момент, определяемый по зависимости [4]:

$$M_{\Gamma} = M_{\rm C} \pm \frac{M_{\rm A}}{2}, \qquad (1)$$

где M_{Γ} – крутящий момент от гидродинамической силы; M_C – статический момент; $M_{Д}$ – динамический момент (полный размах пульсации момента, т.е. двойная амплитуда).

работы Цель данной заключалась в экспериментальном определении И анализе статических и динамических составляющих крутящих моментов на лопатках направляющего аппарата от гидродинамических сил в гидромашине с рабочим колесом ОРО 170/5217-50 с проточной частью для условий Днестровской ГАЭС, в которой верхнее и нижнее кольца статора – плоские конические. Исследования проводились в ГТЛ ВАТ «Турбоатом» на модельном блоке обратимой гидромашины. Полученные экспериментальные данные использовались в СКБ гидротурбин при расчетах и проектировании обратимой гидромашины.

Измерительные устройства и методика определения составляющих гидродинамического крутящего момента. Измерение моментов $M_{\rm C}$ и $M_{\rm A}$ на лопатках направляющего аппарата проведено Чувствительным тензометрическим способом. измерительной элементом лопатки является тонкостенный цилиндр, выполненный путем расточки верхней цапфы лопатки направляющего аппарата с учетом [6]. Две пары тензорезисторов типа 2ПКБ-5-100 наклеены под углом 45° к оси лопатки направляющего аппарата и включены в два соседних плеча полумоста усилителя рис. 1, что позволяет обеспечить максимальную чувствительность при замере момента и не воспринимать действие силы, вызывающей момент. Гидроизоляция этот тензорезисторов произведена составом на основе эпоксидной смолы, армированной стеклотканью. Жесткость тензоцилиндра измерительной лопатки подобрана так, чтобы сопротивление тензорезисторов под действием момента менялось заметным образом, а собственная частота колебаний измерительного приспособления была намного больше частоты возмущающих сил.



Рис. 1 – Схема наклейки тензорезисторов для измерения крутящего момента на лопатке направляющего аппарата: 1, 2 – тензорезисторы

Направляющий аппарат имел 20-ть лопаток; отсчет лопаток направляющего аппарата начинался от лопатки, ближайшей к зубу спиральной камеры. Измерение моментов производилось на трех мерных лопатках: № 10, № 11, № 12 рис. 2.

Измерение статического $M_{\rm C}$ и динамического $M_{\rm A}$ моментов производилось последовательно, методом "опроса". Для измерения $M_{\rm C}$ в качестве вторичной аппаратуры использовался комплект многоканальной тензометрической фирмы "Брюль и Кьер" (Дания), а для измерения пульсирующей составляющей момента $M_{\rm A}$ – узкополосный частотный анализатор типа 2033 этой же фирмы, позволяющий получить амплитудночастотные характеристики процесса пульсации момента.

© П. С. Завьялов, Ю. М. Кухтенков, 2015



Рис. 2 – Схема расположения мерных лопаток направляющего аппарата для измерения крутящего момента

Мерные лопатки предварительно тарировались. При тарировке за положительное направление было принято действие момента на закрытие направляющего аппарата Тарировочные зависимости всех мерных лопаток имели характер, близкий к линейному, что позволило применять для данной лопатки постоянный тарировочный коэффициент. Общая погрешность измерения момента на лопатках направляющего аппарата состоит из: погрешности устройства: измерения плеча тарировочного погрешности тарирования. Погрешность тарировки состоит из: погрешности измерительной аппаратуры; погрешности из-за наличия сил трения.

Оценка этих величин проведена на основании контрольной тарировки измерительных лопаток. Обработка результатов тарировки проведена методом наименьших квадратов. Относительная среднеквадратичная погрешность измерений крутящего момента на лопатке направляющего аппарата составляет ± 3 %.

Значения полученных моментов пересчитывалось в приведенные величины:

$$M'_{Ii} = \frac{M_i}{H_i \cdot D_1^3},$$
 (2)

где *H* – напор испытаний, м; *D*₁ – диаметр рабочего колеса, м, *i* – номер измерения.

Режимы испытаний и диапазоны изменения режимных параметров, на которых осуществлены измерения с помощью мерных лопаток, приведены в табл. 1 и на рис. 3.

Таблица 1 – Режимы экспериментальных исследований крутящих моментов на лопатках направляющего аппарата модели обратимой гидромашины ОРО 170/5217-50

Режимы	Параметры				
испытаний	a_0 , мм	Н, м	Q_I^\prime , м 3 /с	n'_I , мин ⁻¹	
Турбинный	10;30;50	5–16 (5, 10, 16)	0,09–0,5	25-117	
Насосный	10;30;50	8-20	0,16-0,81	83-130	
Противоток	10;30;50	11–25	0,05–0,38	20-76	
Обратный насос	10	4,8	0,05–0,19	108–148	



Рис. 3 – Черырехквадрантная характеристика гидравлических моментов на лопатке направляющего аппарата гидромашины с рабочим колесом ОРО 170/5217-50 _____ $M'_{IД}$ – динамическая составляющая крутящего момента, _ _ _ M'_{IC} – статическая составляющая крутящего момента

В процессе обработки результатов испытаний по определению крутящих моментов на лопатках направляющего аппарата строились следующие зависимости:

 $-M'_{CI} = f(n'_{I}), M'_{II} = f(n'_{I}))$ при $a_0 = \text{const}$ для турбинного режима, режимов противотока и обратного насоса;

 $-M'_{CI} = f(Q'_I), M'_{ДI} = f(Q'_I)$ при $a_0 = \text{const}$ для насосного режима и режима торможения;

– $M'_{CI} = f(Q_I, n_I'), \quad M_{\pi I} = f(Q_I', n_I')$ в поле четырехквадрантной характеристики, приведенны на рис. 3.

Гидродинамические крутящие моменты на лопатках направляющего аппарата обратимой гидромашины с рабочим колесом ОРО 170/5217-50.

Анализ амплитуд статических u динамических составляющих крутящих моментов. Ha рис. 3 приведена четырехквадрантная характеристика статических M'_{IC} и динамических М'_{ІД} моментов. Характеристика построена по максимальным величинам моментов, измеренных на 3-х лопатках № 10, № 11, № 12. Из анализа этой характеристики следует, что в турбинном режиме статическая составляющая моментов M'_{IC} на лопатках направляющего аппарата в диапазоне от $n'_{I} = 0$ до $n'_{I} = 50 \text{ мин}^{-1}$ практически не зависит от n'_{I} . В то же открытие направляющего аппарата время. a_0

оказывает существенное влияние на величину M'_{IC} . Так с увеличением a_0 от 10 до 50 мм M'_{IC} изменяется от +1,5 до -1,5 Н·м. В зоне оптимальных режимов работы натурной гидромашины при $a_0 = 30$ мм также наблюдается изменение знака M'_{IC} с плюса на минус. Динамическая составляющая момента $M'_{IД}$ в большей мере зависит от n'_I , чем от a_0 , и с уменьшением n'_I от 90 до 0 мин⁻¹ изменяется от 0,1 до 2 Н·м. При разгонной частоте вращения M'_{IC} меняет знак с плюса на минус, а $M'_{IД}$ увеличивается с увеличением a_0 и достигает максимальных значений $M'_{IД} = 2$ Н·м при $a_0 = 50$ мм. В рабочей зоне турбинного режима $M'_{IC} < 0$, т.е. момент действует на открытие направляющего аппарата.

Натурные испытания на гидроагрегатах Киевской ГАЭС показали, что повышенные вибрации лопаток направляющего аппарата наблюдаются при $M'_{IC} = 0$ [2] и значительные M'_{III} . В нашем случае правая линия ограничения мощности в турбинном режиме находится в области $M'_{IC} = -1$ Н·м. Однако при частичных нагрузках появляется зона с $M'_{IC} = 0$, которую необходимо учитывать при выборе левой границы ограничения мощности на эксплуатационной характеристике, чтобы избежать значительной вибрации лопаток.

В насосном режиме при открытиях направляющего аппарата $a_0 = 10-30$ мм величина M'_{IC} и M'_{II} существенным образом зависит от n'_{I} . При этих открытиях направляющего аппарата M'_{IC} действует на закрытие, достигая в зоне работы натурной гидромашины 3 Н·м, а $M'_{II} = 0,2$ Н·м. На открытии $a_0 = 30$ мм с уменьшением расхода от $O_{I}' = 0.3 \text{ m}^{3} \text{c}^{-1}$ за зоной работы натурной гидромашины происходит изменение знака момента с плюса на минус. На больших открытиях направляющего аппарата ($a_0 = 50 \text{ мм}$) в диапазоне приведенных расходов от 0 до $0,7 \text{ м}^3 \text{c}^{-1}$ M'_{IC} имеет отрицательное значение, то есть действует на открытие. С увеличением n'_{1} при $a_{0} = 10-30$ мм увеличивается 10 Н м. значение M'_{IC} до Пульсирующая составляющая гидродинамического момента имеет максимальное значение на больших открытиях направляющего аппарата $a_0 = 50 \text{ мм}$, $M'_{III} = 2-3$ Н·м. Но эти режимы вне зоны работы натурной обратимой гидромашины. В насосном режиме $M'_{IC} > 0$, т.е. момент действут на закрытие лопаток направляющего аппарата.

В режиме противотока максимальное значение статической составляющей момента наблюдается при

 $a_0 = 10$ мм и достигает $M'_{IC} = 2,1$ Н·м; в диапазоне $n'_I = 0-40$ мин⁻¹ M'_{IC} почти не зависит от приведенных оборотов, но изменяется с изменением открытия направляющего аппарата; общий уровень $M'_{IД}$ превышает динамические моменты на всех остальных режимах и его максимальное значение достигает $M'_{IД} = 4,2$ Н·м. В режиме противотока при

 $a_0 = 10-40$ мм, $M'_{IC} > 0$, при $a_0 = 40$ мм, $M'_{IC} \approx 0$, а при $a_0 > 40$ мм, $M'_{IC} < 0$. В режиме обратного насоса характерны повышенные величины статических и динамических

повышенные величины статических и динамических составляющих момента на лопатке направляющего аппарата $M'_{IC} > 0$ и они достигают максимальных значений $M'_{IC} = 8 \text{ H·m}$, а $M'_{III} = 3 \text{ H·m}$.

Анализ частот пульсации крутящих моментов. Анализатор "Брюль и Кьер" позволил провести спектральный анализ в реальном масштабе времени, и, следовательно, получить информацию о частотах пульсации крутящих моментов.

В турбинном режиме во всем исследуемом диапазоне основной является лопастная частота $f_{\rm II}$, которой соответствует максимальная среднеквадратичная амплитуда. В спектре частот можно выделить также двойную лопастную $2f_{\rm II}$ и двойную оборотную частоту $2f_{\rm OE}$, но на этих частотах пульсации имеют меньшие амплитуды.

В насосном режиме процесс пульсации момента меняется с изменением открытия a_0 . Так при $a_0 = 10$ мм основной является частота, близкая к f_{OE} , одной из причин которой может быть вращающийся срыв с лопастей рабочего колеса; частота f_{π} присутствует, но с меньшей амплитудой. С увеличением открытия от $a_0 = 30$ мм до $a_0 = 50$ мм преобладающей частотой является лопастная f_{π} ; в спектре частот также можно выделить частоты $f = 2f_{\pi}$ и $f = 2f_{OE}$ с меньшими амплитудами.

При разгонной частоте вращения на всех открытиях направляющего аппарата основной в спектре частот является $f_{\rm J}$. Помимо этого зафиксирована $f = 2f_{\rm J}$ с меньшей амплитудой.

В режиме противотока и обратного насоса также основной является частота f_{Π} ; имеются также кратные ей соответственно (2–5) f_{Π} и (2–3) f_{Π} , но с меньшими амплитудами.

Выводы. Полученные результаты в турбинном и насосном режимах подтверждают:

1. Турбинный режим в зоне работы натурной гидромашины для условий Днестровской ГАЭС с рабочим колесом ОРО 170/5217-50 при $a_0 = 20-40$ мм характеризуется минимальными значениями в поле характеристики статических и динамических моментов на лопатках направляющего аппарата M'_{IC}

равен от –1 до +0,6 Н·м, M'_{II} равен от 0,1 до 0,3 Н·м.

2. Насосный режим в зоне работы натурной гидромашины на оптимальном открытии характеризуется следующими допустимыми значениями приведенных моментов M'_{IC} равен от 0 до

1 Н·м, M'_{II} равен от 0,2 до 0,3 Н·м.

3. На всех режимах, за исключением насосного при $a_0 = 10$ мм, основными частотами являются лопастные; присутствуют также частоты кратные лопастной и оборотной, но с меньшими амплитудами пульсаций моментов.

4. В рабочей зоне насосного и турбинного режимов $M'_{I,I} < M'_{IC}$; в режимах противотока, торможения и обратного насосного в отдельных зонах имеет место соотношение $M'_{I,I}/M'_{IC} \approx 2-3$.

Список литературы: 1. Робук Н. Н. Исследования нестационарных явлений на модели обратимой гидромашины Киевской ГАЭС / Н. Н. Робук, И. С. Веремеенко, Н. Г. Трампольская // Гидротехн. стрво. - 1974. - № 3. - С. 39-40. 2. Мищенко Б. И. Результаты натурных испытаний насос-турбин типа РОНТ-18 / Б. И. Мищенко, Л. Я. Моргулис, Э. Д. Серебренников // Энергомашиностроение. -1975. – № 7. – С. 45–50. 3. Поташник С. И. Особенности эксплуатации обратимых агрегатов Киевской ГАЕС С. И. Поташник // ВНИИГидропроект. Сб. научн. трудов. - 1984. -- С. 93-101. 4. Завьялов П. С. Экспериментальные Вып. 92. исследования пульсаций давлений в проточной части и моментов на лопатках напрвляющего аппарата обратимой гидромашины / П. С. Завьялов, Ю. И. Федулов, В. М. Дедков [u др.] - //

Гидравлические машины. - 1985. - Вып. 19. - С. 27-34. методике расчетно-экспериментальных **5.** Завьялов П.С. 0 исследований пульсаций момента на лопатке направляющего аппарата обратимой гидромашины в насосном режиме / П. С. Завьялов, В. Д. Жиленко // Гидравлические машины. - 1987. -C. 34–40. **6.** Flodl G. Untersuchung Вып. 21. der Leitschaufelschwingungen einer reversiblem pumpturbine durch messungen an Model und Grosanlage / G. Flodl, F. Strohmer // Osterr. Ing – 1979. – Vol. 22, № 2. – P. 46–51.

Bibliography (transliterated): 1. Robuk, N. N., I. S. Veremeenko and N. G. Trampolskaya. "Issledovaniya nestatsionarnyih yavleniy na modeli obratimoy gidromashinyi Kievskoy GAES." Gidrotehn. str-vo. No. 3. 39-40 Print. 2. Mischenko, B. I., L. Y. Morgulis and 1974 E. D. Serebrennikov. "Rezultatyi naturnyih ispyitaniy nasos-turbin tipa RONT-18." Energomashinostroenie. No. 7. 1975. 45-50. Print. 3. Potashnik, S. I. "Osobennosti ekspluatatsii obratimyih agregatov Kievskoy GAES." VNIIGidroproekt. Sb. nauchn. trudov. No. 92. 1984. 93-101. Print. 4. Zavyalov, P. S., et al. "Eksperimentalnyie issledovaniya pulsatsiy davleniy v protochnoy chasti i momentov na lopatkah naprvlyayuschego apparata obratimoy gidromashinyi." Gidravlicheskie mashinyi. No. 19. 1985. 27-34. Print. 5. Zavyalov, P. S., and V. D. Zhilenko. "O metodike raschetno-eksperi-mentalnyih issledovaniy pulsatsiy momenta na lopatke napravlyayuschego apparata obratimoy gidromashinyi v nasosnom rezhime." Gidravlicheskie mashinyi. No. 21. 1987. 34-40. Print. 6. Flodl, G., and F. Shtromer. "Isledovanie kolebaniy lopatki naprvlyayuschego apparata obratimoy gidromashinyi s pomoschyu izmereniy na modeli i nature." Osterr. Ing. No. 22.2. 1979. 46-51. Print.

Поступила (received) 14.02.15

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Завьялов Павел Сергеевич – кандидат технических наук, доцент, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», профессор кафедры «Гидравлические машины», г. Харьков; тел.: (095) 156-44-59; e-mail: zavialov.ps@gmail.com.ua.

Zavialov Pavel Sergeevych – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Docent, National Technical University «Kharkiv Polytechnic Institute», Professor at the Department of "Hydraulic machines", Kharkov; tel.: (095) 156-44-59;e-mail: zavialov.ps@gmail.com.ua.

Кухтенков Юрий Михайлович – кандидат технических наук, доцент, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», доцент кафедры «Гидравлические машины», г. Харьков; тел.: (050) 303-06-29; e-mail: kuhtenkov.um@gmail.com.ua.

Kukhtenkov Yurii Michaylovych – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Docent, National Technical University «Kharkiv Polytechnic Institute», Associate Professor at the Department of "Hydraulic machines", Kharkov; tel.: (050) 303-06-29; e-mail: kuhtenkov.um@gmail.com.ua.

УДК 621.24

М. Б. МАРАХОВСКИЙ, А. И. ГАСЮК, М. М. КУЗНЕЦОВА

ПОВЫШЕНИЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ КАЧЕСТВ ТУРБОБУРА

Предложена математическая модель рабочего процесса турбины, позволяющая производить прогнозную оценку энергетических качеств турбобура, а также оценить влияние точности изготовления лопастных систем проточной части на энергетические качества турбины. Математическая модель позволяет описывать рабочий процесс в проточной части с различной степенью детализации, в зависимости от стадии проектирования. Произведен анализ влияния выходного угла лопастей рабочего колеса на КПД турбобура, собранного из рабочих колес, имеющих небольшие отклонения.

Ключевые слова: турбобур, энергетическая характеристика, математическая модель, проточная часть, пространственная решетка, выходной угол лопасти рабочего колеса.

Введение. Анализ проводимых стендовых исследований турбобуров показывает, что после разборки и сборки один и тот же турбобур имеет различное значение КПД. В зависимости от характера сборки турбобура, т.е. от величины смещения каждого статора относительно предыдущего ротора, а также использование лопастных систем без их сортировки приводит к существенному разбросу энергетических качеств турбобура.

Анализу влияния величины смещения ротора относительно статора посвящен ряд исследований [1, 2], где рассмотрены различные подходы к моделированию рабочего процесса.

Предлагаемая методика моделирования позволяет оценить влияние отклонений углов при лопастных систем, имеющее место ИХ изготовлении на энергетическую характеристику влияние турбины исследовать разброса И геометрических параметров действительных энергетические проточной части на качества турбобура.

Основная часть. В инженерной практике для прогнозирования энергетических качеств турбобура используются широко математические модели различной степени сложности и подробности описания потока в проточной части [2]. Однако, практика показывает различие результатов испытаний с теоретическим прогнозированием, что может быть только степенью объяснено не детализации математического описания, но И отличием действительных геометрических параметров лопастных систем от теоретических. Оценим влияние параметров лопастных геометрических систем турбобура на значение КПД. используя математическую модель рабочего процесса, описанную в работах [3, 4].

Для построения математической модели использованы основные уравнения рабочего процесса: основное уравнение гидротурбины и уравнение баланса удельных энергий в безразмерной форме:

$$\eta_{\Gamma} = \frac{k_{H_{T}} \left(\frac{\overline{\Gamma}_{1} D}{Q}, \frac{\omega D^{3}}{Q}, L'_{pk}\right)}{g} Q'^{2}_{I}, \qquad (1)$$

$$Q'_{l} = \sqrt{\frac{g}{k_{H_{T}}\left(\frac{\overline{\Gamma}_{1}}{Q}, \frac{\omega D^{3}}{Q}, L'_{pk}\right) + k_{h}\left(\frac{\overline{\Gamma}_{1}}{Q}, \frac{\omega D^{3}}{Q}, L'\right)} \quad (2)$$

Использование математического описания. представленного соотношениями (1),(2) ЛЛЯ численного моделирования требует конкретизации зависимостей для коэффициента теоретического напора $k_{H_{\tau}}$ И коэффициента сопротивления проточной части k_{h} .

Для конкретизации выражения для $k_{H_{\tau}}$ необходимо установить зависимость гидродинамических параметров пространственной решетки k, μ, Λ от ее геометрических параметров. Установление этих зависимостей связано с выбором модели течения в полости рабочего колеса, описывающей структуру потока при изменении режимных параметров.

В рамках принятой модели течения гидродинамические параметры пространственной решетки, выражаются через гидродинамические параметры элементарных решеток.

Для получения соответствующих формул, используем уравнения кинематической связи для элементарной решетки на поверхности тока в слое переменной толщины [5]:

$$\Gamma_{2} = k\Gamma_{1} - (1 - k)qctg\beta_{02} + 2\pi(1 - k)r_{a}^{2}\omega, (3)$$

где β_{02} – угол нулевого направления на выходе из решетки;

k – прозрачность решетки;

 r_a – активный радиус решетки.

Преобразуя (3) к безразмерной форме, находим:

$$\frac{\overline{\Gamma}_2 D}{Q} = \frac{k\overline{\Gamma}_1 D}{Q} - (1-k)\mu + (1-k)\frac{\pi}{2}\Lambda^2 \frac{\omega D^3}{Q}, (4)$$

где

$$\widetilde{\mu} = \frac{ctg\widetilde{\beta}_{02}D}{\widetilde{\Delta}_2};$$
(5)

 ${\ensuremath{\mathbb C}}$ М. Б. Мараховский, А. И. Гасюк, М. М. Кузнецова, 2015

$$\Lambda^2 = \left(\frac{R_a}{R}\right)^2 = \frac{1}{Q} \int_Q \left(\frac{r_a}{R}\right)^2 dQ; \tag{6}$$

$$\widetilde{\Delta}_2 = \frac{Q^2}{\int\limits_{Q} q dQ}.$$
(7)

После преобразований уравнение безразмерной напорной теоретической характеристики имеет вид:

$$k_{HT} = \frac{(1-k)}{2\pi} \left(\frac{\overline{\Gamma}_1 D}{Q} + \mu - \frac{\pi}{2} \Lambda^2 \frac{\omega D^3}{Q} \right) \frac{\omega D^3}{Q} . (8)$$

Формулы (5–7) устанавливают связь гидродинамических параметров пространственной решетки колеса с гидродинамическими параметрами элементарных решеток r_a , β_{02} .

В работе [6] дана методика расчета этих параметров в зависимости от геометрических параметров турбины.

Приведенные зависимости позволяют рассчитать безразмерную напорную теоретическую характеристику гидротурбины по геометрическим параметрам рабочего колеса.

Рассмотрим задачу на основе упрощенной модели описывающей рабочий процесс с помощью осредненных параметров.

Коэффициент теоретического напора равен:

$$k_{HT} = \frac{1}{2\pi} \left(y + \mu - \frac{\pi}{2} \lambda^2 K_{\varrho} \right) K_{\varrho}, \qquad (9)$$

где

$$k_{\mathcal{Q}} = \frac{\omega D^3}{Q} , \qquad (10)$$

$$\lambda = \frac{r_2}{R} \sqrt{1 + \frac{\pi}{z} \sin \beta_{2\Gamma} \sin \delta_2} , \qquad (11)$$

$$\mu = \frac{ctg\beta_2}{S_2} \,. \tag{12}$$

Исследуем влияние малого отклонения выходного геометрического угла лопасти, возможное при изготовлении рабочих колес, на коэффициент теоретического напора и, соответственно КПД турбобура.

При расчетах считаем остальные геометрические параметры проточной части и режим неизменными. Кроме того примем ряд допущений: $\lambda = 1$, k = 0.

При расчете потерь будем считать, что суммарные потери в рассматриваемой области проточной части складываются из указанных составляющих:

$$\overline{h} = \overline{h}_{mp} + \overline{h}_{\kappa p} + \overline{h}_{y\partial} + \overline{h}_{\kappa \mu}, \qquad (13)$$

где \overline{h}_{mp} – потери трения; $\overline{h}_{\kappa p}$ – кромочные потери; $\overline{h}_{y\partial}$ – ударные потери; $\overline{h}_{\kappa u}$ – концевые потери.

Или в безразмерной форме:

$$k_h = \frac{g\overline{h} D^4}{Q^2}.$$
 (14)

Потери трения в рабочем колесе обусловлены вязкими потерями в пограничном слое. Потеря трения в пространственной решетке находятся как средне интегральная величина от потерь трения в элементарных решетках:

$$\overline{h}_{mp} = \frac{1}{Q} \int_{Q} \xi_{mp} \frac{W_2^2 dQ}{2g} = \frac{1}{Q} \int_{Q} \xi_{mp} \frac{C_{2m}^2}{2g \sin^2 \beta_2} dQ, (15)$$

где $\xi_{mp} = \frac{2\bar{\delta}_k^{**}l}{t_2\sin\beta_2}$ коэффициент трения

элементарной решетки на поверхности тока, обтекаемой слоем переменной толщины;

$$\overline{\delta}_k^{**} = \frac{\delta_k^{**}}{l} = CI -$$
безразмерная суммарная

толщина потери импульса на выходной кромке с двух сторон профиля, $\overline{\delta}_{k}^{**} = \overline{\delta}_{k,p}^{**} + \overline{\delta}_{k,p}^{**}$;

$$I = \left[\int_{0}^{l_{kp}} \left(\frac{W_p}{W_2}\right)^{3,8} \left(\frac{h}{h_2}\right)^{7/6} dl\right]^{6,7} + \left[\int_{0}^{l_{kp}} \left(\frac{W_o}{W_2}\right)^{3,8} \left(\frac{h}{h_2}\right)^{7/6} dl\right]^{6,7} - \frac{1}{2}\left(\frac{W_o}{W_2}\right)^{7/6} dl = \frac{1}{2}\left(\frac{W_o}{W_2}\right)^{7/$$

параметр, характеризующий распределение относительной скорости по профилю;

 W_{∂} и W_{p} – относительные скорости соответственно на стороне давления и разряжения; h – относительная толщина слоя;

$$C = \frac{0,0153}{\text{Re}^{\frac{1}{7}}} \left(\frac{W_2}{W_k}\right)^{0,2}.$$

Учитывая, что

$$dQ = 2\pi r_2 \cos \delta_2 dl_2 C_{2m} , \qquad (16)$$

находим:

$$\overline{h}_{mp} = \frac{1}{Q} \int_{l_b}^{l_a} \frac{CIIC_{2m}^3}{t_2 \sin^3 \beta_2 g} 2\pi r_2 \cos \delta_2 dl_2, \quad (17)$$

где δ_2 — угол между нормалью и касательной в данной точке выходной кромки;

*l*₂ – длина выходной кромки в меридиональной проекции, отсчитываемая от втулки.

Величина *I* находится для режима безударного обтекания.

Кромочные потери $h_{\kappa p}$ включают потери, обусловленные отрывным обтеканием кромки конечной толщины, и потери, которые имеют место при выравнивании вязкого потока за решеткой [7].

В соответствии с [8], кромочные потери элементарной решетки на поверхности тока определяются формулой:
$$h_{kp} = \xi_{kp} \frac{W_2^2}{2g},$$
 (18)

где

$$\xi_{kp} = 0.2 \frac{\Delta_{kp}}{t_2 \sin \beta_2},\tag{19}$$

$$\Delta_{kp} = 2r_{2_{Bblx}},\tag{20}$$

*г*_{2*вых} – радиус закругления выходной кромки.*</sub>

Величина кромочных потерь пространственной решетки рабочего колеса:

$$\overline{h}_{kp} = \frac{1}{Q} \int_{Q} \xi_{kp} \frac{W_2^2}{2g} dQ \,. \tag{21}$$

Учитывая,

$$W_2^2 = \frac{C_{m_2}^2}{\sin^2 \beta_2},$$
 (22)

для

находим

$$\overline{h}_{kp} = \frac{1}{Q} \int_{Q} \frac{0.2\Delta_{kp}}{t_2 \sin^3 \beta_2} \frac{C_{m2}^2}{2g} dQ \,. \tag{23}$$

Концевые потери связаны с пограничным слоем на торцевых стенках. Расчет пограничного слоя на торцевых стенках во вращающемся рабочем колесе с учетом вторичных течений усложняется вследствие наличия центробежных и Кориолисовых сил, изменяющих эпюру скоростей по сравнению с неподвижной решеткой.

Ориентировочно коэффициент сопротивления концевых потерь может быть выражен через потери трения [9]:

$$\xi_{\kappa \mu} = \frac{2t_2 \sin \beta_{2cp}}{b_2} \xi_{mp} \tag{24}$$

где t_2 и β_{2cp} – соответственно шаг на выходе из рабочего колеса и угол выхода для средней решетки профилей;

b₂ – высота рабочего колеса в зоне выходной кромки лопасти.

Величина концевых потерь6

$$\overline{h}_{\kappa \mu} = \xi_{\kappa \mu} \frac{W_{2cp}^2}{2g}$$
(25)

где W_{2cp} – относительная скорость на выходе средней решетки профилей.

Ударные потери, обусловленные отрывом потока при обтекании входной кромки. Они имеют место при несовпадении направления потока в относительном движении на входной кромке β_1 с углом безударного обтекания. Формула ударных потерь в элементарной решетке имеет вид:

$$h_{y\partial_{\cdot}} = \frac{\chi C_{m_1}^2}{2g} \left(ctg\beta_1 - ctg\beta_{\delta,o} \right)^2.$$
 (26)

Для бесконечно густой лопастной системы угол безударного обтекания $\beta_{\delta,o}$ равен геометрическому углу входного элемента лопасти в рассматриваемой точке входной кромки $\beta_{1,a}$.

При конечном числе лопастей эти углы не равны, угол $\beta_{6,o}$ обычно меньше $\beta_{1,n}$:

$$\beta_{\delta.o} = \beta_{1.\pi} - \Delta \beta_{\delta.o} , \qquad (27)$$

где $\Delta\beta_{\scriptscriptstyle \textit{б.o}}$ – угол атаки при обтекании входной кромки.

Угол $\Delta\beta_{\delta.o}$ слабо зависит от режима работы и его можно рассматривать как характерный гидродинамический параметр решетки, не зависящий от режима обтекания. Поправочный коэффициент в формуле (26) по аналогии с известными гидравлическими расчетами потерь в диффузорах может быть названа коэффициентом смягчения. Для решеток осевых гидромашин $\chi = 0,3-0,5$ [10].

Осредненная величина ударных потерь:

$$\overline{h}_{y\partial} = \frac{1}{Q} \int_{Q} \chi \frac{C_{m1}^2}{2g} (ctg\beta_1 - ctg\beta_{\delta,o})^2 dQ . \quad (28)$$

Ударные потери можно считать неизменными при малом изменении геометрического выходного угла лопастной системы. Хотя ударные потери и зависят от угла натекания потока на входную кромку, экспериментальные исследования показывают наличие определенной зоны не чувствительности, объясняемой закругленной формой входной кромки. Причем, чем больше радиус закругления – тем шире зона нечувствительности.

Используем полученную математическую модель для расчета энергетических характеристик турбобура, а также исследуем влияние малого изменения выходного геометрического угла решетки турбины на значения энергетических характеристик: коэффициента теоретического напора и КПД.

Результаты расчетов приведены на рис. 1.



Рис. 1 – Зависимость коэффициента теоретического напора $k_{H_{T}}$ и относительного изменения КПД η^* от отклонения выходного угла лопасти рабочего колеса $\Delta\beta$:

На графике (рис. 1) приведена зависимость коэффициента теоретического напора k_{H_T} и относительного изменения КПД η^* от отклонения выходного угла лопасти рабочего колеса $\Delta\beta$.

Относительное изменение КПД рассчитывалось по зависимости:

$$\eta^* = \frac{\eta_{onm} - \eta_i}{\eta_{onm}} \cdot 100\% , \qquad (29)$$

где η_{onp} – оптимальное значение КПД;

$$\eta_i = f(\beta_{200\Pi} + \Delta\beta);$$

 β_{2000} — оптимальное значение выходного угла лопастной системы рабочего колеса;

Δβ – малое отклонение выходного угла лопастной системы рабочего колеса.

Анализ приведенных данных показывает существенное изменение коэффициента теоретического напора и, как следствие, КПД турбобура при малом изменении выходного угла лопастной системы рабочего колеса. В рамках рассматриваемой модели это может быть объяснено тем, что указанные параметры зависят от котангенса выходного угла, а в рассматриваемом диапазоне значений эта функция резко изменяется при малых изменениях аргумента.

Выводы: 1. Полученные результаты подтверждают существенное влияние отклонения выходного угла лопастной системы рабочего колеса на энергетические показатели турбобура.

2. При сборке турбобуров следует осуществлять подборку рабочих колес по указанному геометрическому параметру, что приведет к улучшению энергетических качеств турбобура.

Список литературы: 1. Иоанесян Ю. Р. Многосекционные турбобуры / Ю. Р. Иоанесян, В. П. Мациевский, С. Л. Симонянц [и др.]. – К. : Техника, 1984. – 152 с. 2. Басарыгин Ю. М. Бурение нефтяных и газовых скважин : учеб. пособие / Ю. М. Басарыгин, А. И. Булатов, Ю. М. Проселков. - М. : ООО Недра - Бизнесцентр, 2002. – 632 с. 3. Колычев В. А. Дранковский В.Э., Мараховский М.Б. Расчет гидродинамических характеристик направляющих аппаратов гидротурбин : учебн. пособие / В. А. Колычев, В. Э. Дранковский, М.Б. Мараховский. – Х. : НТУ «ХПИ», 2002. – 216 с. 4. Колычев В. А. Кинематические характеристики потока в лопастных гидромашинах : учебн. пособие / В. А. Колычев. - Л. : ИСМО, 1995. 5. Викторов Г. В. Гидродинамическая теория решеток Г. В. Викторов. – М. : Высшая школа, 1969. 6. Колычев В. А. Построение математической модели рабочего процесса гидротурбины / В. А. Колычев // Гидравл. машины. – 1992. – Вып. 26. - С. 3-19. 7. Климов А. И. Новый способ определения циркуляций потока в гидромашинах / А. И. Климов // Сб. научн. информ. по гидромашиностроению. - М. : ВИГМ, 1959. - Вып. 8.9. Гидроаэромеханика 8. Самойлович Г. С. vчебн. Г. С. Самойлович. – М. : Машиностроение, 1980. 9. Степанов Г. Ю. Гидродинамика решеток турбомашин / Г. Ю. Степанов. - М. : Физ-мат. лит., 1962. 10. Топаж Г. И. Расчет интегральных гидравлических показателей гидромашин / Г. И. Топаж. - Л. : Ленингр. Ун-т, 1989.

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. 3. Kolychev, V. A., 2002 Print. V. Je. Drankovskij and gidrodinamicheskih M. B. Marahovskij. Raschet harakteristik napravljajushhih apparatov gidroturbin. Kharkov : NTU «KhPI», 2002. Print. 4. Kolychev, V. A. Kinematicheskie harakteristiki potoka v lopastnyh gidromashinah. Leningrad : ISMO, 1995. Print. 5. Viktorov, G. V. Gidrodinamicheskaja teorija reshetok. Moscow : Vyssh.shk., 1969. Print. 6. Kolychev, V. A. "Postroenie matematicheskoj modeli rabochego processa gidroturbiny. *Gidravl. mashiny*. No. 26. 1992. 3–19. Print. **7.** Klimov, A. I. "Novyj sposob opredelenija cirkuljacij potoka v gidroma-shinah." *Sb. nauchn. inform. po* gidromashinostroeniju. Moscow : VIGM. No. 8.9. 1959. Print. 8. Samojlovich, G. S. Gidroajeromehanika. Moscow : Mashinostroenie, 1980. Print. 9. Stepanov, G. Ju. Gidrodinamika reshetok turbomashin. Moscow : Fiz-mat. lit., 1962. Print. 10. Topazh, G. I. Raschet integral'nyh gidravlicheskih pokazatelej gidromashin. Leningrad : Leningr. Un-t, 1989. Print.

Поступила (received) 01.10.2015

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Мараховский Михаил Борисович – кандидат технических наук, доцент, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», доцент кафедры «Гидравлические машины», г. Харьков; тел.: (050) 464-16-73; e-mail: marakhovsky@ecopolitech.com.

Marakhovsky Mikhail Borisovich – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Docent, National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Associate Professor at the Department of "Hydraulic machine", Kharkov; tel.: (050) 464-16-73; e-mail: marakhovsky@ecopolitech.com.

Гасюк Александр Иванович – кандидат технических наук, доцент, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», доцент кафедры «Гидравлические машины», г. Харьков; тел.: (097) 862-08-26; e-mail: Galexfom@gmail.com.

Gasiyk Alexander Ivanovich – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Docent, National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Associate Professor at the Department of "Hydraulic machine", Kharkov; tel. (097) 862-08-26; e-mail: Galexfom@gmail.com.

Кузнецова Мария Максимовна – кандидат технических наук, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», старший преподаватель кафедры «Интегрированные технологии, процессы и аппараты», г. Харьков; тел.: (050) 948-46-78; e-mail: marta_shu@ukr.net.

Kuznechova Mariya Maximovna – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", chief lecturer at the Department of "Integrated technologies, processes and equipment", Kharkov; tel. (050) 948-46-78; e-mail: marta_shu@ukr.net.

УДК 622.245.7

Д. В. РИМЧУК

ТЕХНОЛОГІЯ ВИДАЛЕННЯ РІДИНИ З ЕКСПЛУАТАЦІЙНОЇ КОЛОНИ ГЛИБОКОЇ СВЕРДЛОВИНИ

Проведений аналіз факторів, які впливають на якість освоєння та дослідження свердловин. Запропоновано спосіб видалення рідини з експлуатаційної неперфорованої та перфорованої колон глибокої свердловини. Приведена схема облаштування гирла та вибою свердловини при видаленні рідини з експлуатаційної неперфорованої колони та технологія видалення рідини з експлуатаційної перфорованої колони. Описаний порядок вилучення внутрішньої колони ліфтових труб із свердловини після видалення рідини і отримання припливу флюїду при перфорованій експлуатаційній колоні.

Ключові слова: свердловина, рідина, експлуатаційна колона, ліфтові труби, внутрішньотрубний простір, кільцевий простір, зворотний клапан.

Вступ. Освоєння та дослідження свердловини є заключним етапом в її будівництві і від якості освоєння в значній мірі залежить досягнення мети пошуково-розвідувального або експлуатаційного буріння.

Дослідження пластів пошукових і розвідувальних проводиться метою: свердловин вивчення 3 нафтогазоносності розкритого ними розрізу, яке включає визначення геометрії покладу, фільтраційноємнісних гідродинамічних характеристик та колекторів, що його складають, та фізико-хімічних властивостей пластових флюїдів; оцінки промислового значення покладів нафти, газу і газового конденсату; отримання необхідних даних для підрахунку їх запасів і складання проектів розробки.

На якість освоєння і дослідження свердловин впливає багато факторів, таких як: технологія первинного розкриття нафтогазонасичених пластів, повнота геологічної і геофізичної інформації про будову, фізико-хімічні і петрофізичні властивості пластів, техніка і технологія вторинного розкриття продуктивних пластів – тип рідини для розкриття, тип перфораторів і густина перфорації або конструкція фільтра, засоби виклику припливу тощо.

Найбільш якісне вторинне розкриття продуктивних пластів досягається в тому випадку коли у свердловині відсутня рідина.

Запропоновані [1, 2, 3, 4, 5] способи видалення рідини із свердловини неефективні для глибоких свердловин, громіздкі та складні у виконанні, потребують використання спеціальної високовартісної техніки.

У відповідності до [2] в залежності від глибини свердловини, величини пластового тиску та інших властивостей і характеристик пласта, який підлягає освоєнню, виклик припливу проводяться наступними методами:

- заміною бурового розчину (спеціальної рідини) більшої густини на розчин (рідину) з меншою густиною для ступінчастого утворення депресії на пласт;

- заміною бурового розчину (спеціальної рідини) на воду або на нафту для утворення депресії на пласт;

- зниженням рівня води (рідини) у свердловині з використанням стиснутого повітря, азоту або природного газу; - подачею у свердловину аерованої рідини;

 продувкою свердловини газом із шлейфів працюючих газових свердловин за спеціальним планом (якщо поруч з свердловиною, що освоюється, є працююча газова свердловина).

Ці методи неефективні при освоєнні пластів з аномально-низькими пластовими тисками у глибоких свердловинах.

Найбільш ефективним методом освоєння пластів з аномально-низькими пластовими тисками у глибоких свердловинах є метод, у якому поєднується зниження рівня рідини у свердловині з використанням стиснутого повітря та видалення рідини механічними засобами.

Постановка проблем. Для вирішення вищезазначених проблем необхідно розробити технологію видалення рідини з експлуатаційної неперфорованої колони глибокої свердловини та технологію видалення рідини з експлуатаційної перфорованої колони глибокої свердловини.

Технологія видалення рідини з експлуатаційної неперфорованої колони глибокої свердловини.

Для видалення рідини з експлуатаційної неперфорованої колони в свердловину спускають два ряди ліфтових труб і розміщують їх концентрично. Схема облаштування гирла та вибою свердловини при рідини видаленні експлуатаційної 3 непроперфорованої колони показана на рис. 1. Зовнішній ряд ліфтових труб підвішують у фланці перевіднику 6 до трубної головки 5. Внутрішній ряд ліфтових труб підвішують на елеваторі 10, що встановлені на роторі 9. Простір між першим і другим рядом труб герметизують за допомогою превентора 7 та герметизуючої головки 8.

В нижніх кінцях ліфтових колон 3 і 4 встановлені зворотні клапани 11 і 12 відповідно однієї конструкції, але різних діаметральних розмірів.

Внутрішній простір свердловини умовно розділений на внутрішньотрубний простір експлуатаційної колони 1-В, кільцевий простір між ліфтовими колонами 3 і 4-Б, внутрішньотрубний простір внутрішньої ліфтової колони 4-А.

Видалення рідини здійснюється наступним чином.

Після гідравлічних випробувань (опресування) внутрішньотрубного простору В експлуатаційної

© Д. В. Римчук, 2015

колони 1, герметично перекритої в нижньому кінці цементним мостом 2, в неї спускають зовнішню колону ліфтових труб 3 з встановленими в нижньому и кінці зворотним клапаном 11. Потім у внутрішній канал ліфтової колони 3 спускають внутрішню колону ліфтових труб 4, з встановленим в її нижньому кінці зворотним клапаном 12. На першому етапі (рис. 2, б) в внутрішньотрубний простір В експлуатаційної колони 1 нагнітають азот (повітря, газ). Кільцевий простір між ліфтовими колонами 3 і 4-Б і внутрішньотрубний простір внутрішньої ліфтової колони 4-А з'єднують з викидними лініями.



Рис. 1 – Схема облаштування гирла та вибою свердловини при видаленні рідини з експлуатаційної непроперфорованої колони:

a – обладнання гирла, δ – обладнання вибою

Азот (повітря, газ) витісняє рідину з простору В в простори Б і А ліфтових колон З і 4, по яких вона піднімається до гирла і викидається в викидні лінії на факельний амбар. Рівень стовбуру рідини в внутрішньотрубному просторі В понизиться на глибину *H*. Гідростатичний тиск при цьому перепаді рівнів відповідає тиску, який створює компресор.

Після відключення компресора, рідина, що знаходиться в внутрішньотрубних просторах Б і А, під дією гідростатичного тиску при перепаді рівнів *H* прагне перетекти через зворотні клапани 11, 12 у внутрішньотрубний простір В. Під дією рідини кулі 13 і 14 зворотних клапанів 11 і 12 переміщуються до низу і сідають на сідла, які виконані в осьових каналах корпусів клапанів 11, 12, перекриваючи осьові канали ліфтових колон 3 і 4.

На другому етапі (рис. 2, *в*) в кільцевий простір Б нагнітають азот (повітря, газ), а внутрішньотрубний простір А з'єднують з викидною лінією. Азот (повітря, газ) витісняє рідину з простору Б в простір А ліфтової колони 4, по якій вона піднімається до гирла і направляється в викидну лінію. Рівень стовбуру рідини в кільцевому просторі Б понижується на глибину *H* і зрівнюється з рівнем рідини в просторі В.

На третьому етапі (рис. 2, г) в внутрішньотрубний простір В знову нагнітають азот (повітря, газ), а простір Б з'єднують з викидною лінією. Азот (повітря, газ) витісняє рідину з простору В в простір Б ліфтової колони 3. Перепад рівнів рідини в просторах В і Б стає рівним *H*.

На четвертому етапі (рис. 2, *d*) повторюють операції другого етапу. При цьому рівень стовбуру рідини в просторі Б понижується на глибину *H*.

Почергово повторюючи операції третього і четвертого етапів, спорожняють внутрішньотрубний простір В експлуатаційної колони 1 до цементного моста 2 (рис. 2, *e*) на глибину 2*H*.

Потім піднімають ліфтові колони труб із свердловини і виливають з них рідину при розбиранні, звільнюючи цим самим звільнену експлуатаційну колону і свердловину для подальших робіт.

При проведенні робіт з видалення рідини з експлуатаційної колони доцільно використовувати гнучкі труби колтюбінгової установки. Технологія видалення рідини з експлуатаційної перфорованої колони глибокої свердловини.

Для видалення рідини з експлуатаційної перфорованої колони в свердловину спускають два ряди ліфтових труб і розміщують їх концентрично. Схема облаштування гирла свердловини показана на рис. 1. А схема облаштування вибою свердловини показана на рис. 3. Внизу внутрішньої колони ліфтових труб 15 установлений зворотний клапан 14, який був установлений в кінці внутрішньої колони ліфтових труб при видалені рідини з неперфорованої експлуатаційної колони.

На зовнішній колоні ліфтових труб 13, встановлено зворотний клапан 1 спеціальної конструкції, з рухомим поршнем 6, що містить ущільнюючі елементи 5 та прохідні канали *в*.



Рис. 2 – Етапи виконання робіт з видалення рідини з експлуатаційної колони

Поршень 6 закріплений у корпусі 2 за допомогою опорних гвинтів 3 та зрізних штифтів 4, які запобігають його осьовому переміщенню. Зверху на поршні 6 на різьбовому з'єднанні установлений стакан 7, по якому переміщується запірна куля 16. На стакані 7 встановлені ущільнюючі елементи 8, зрізні штифти 9, фіксуючі елементи 10, а також виконані прохідні отвори б. На стакані 7 установлена перепускна втулка 11 з прохідними отворами б, в якій проточені пази а під фіксуючі елементи 10. Після проведення технологічної операції з видалення рідини із перфорованої експлуатаційної колони 12 (рис. 3, а), пласт запрацює, в результаті чого у свердловині з'явиться надлишковий тиск і її можна переводити в режим експлуатації, але перед цим потрібно вилучити внутрішню колону ліфтових труб 15. Порядок вилучення внутрішньої колони ліфтових труб наступний.

Внутрішню колону ліфтових труб 15, на кінці яких установлений зворотний клапан 14, опускаємо до моменту розвантаження її на перепускну втулку 11. В результаті дії ваги колони ліфтових труб 15 заповнених рідиною, зріжуться штифти 9 і перепускна втулка 11 перемістися у крайнє нижнє положення, перекриваючи прохідні отвори δ , а фіксуючі елементи 10 стануть у пази a, і попередять подальше переміщення втулки 11 відносно стакана 7. Ущільнюючі елементи 5, 8 попередять будь які перетікання газу та рідини між просторами A і Б і, як результат, затрубний простір A буде ізольований від трубного простору Б, що дозволить підняти колону ліфтових труб 15 при відсутності тиску (рис. 3, δ).

Для того щоб підняти колону ліфтових труб 15 необхідно скинути тиск із затрубного простору Б відкривши засувку фонтанної арматури у факельний амбар.

Після вилучення внутрішньої колони ліфтових труб 15, потрібно сполучити призабійну зону Б з трубним простором А ліфтової колони 13.

Так як, експлуатаційна колона проперфорована, то після видалення рідини зі свердловини в ній з'явиться надлишковий тиск, який буде тиснути на поршень 6 з певним зусиллям, яке менше зусилля зрізання запобіжних штифтів 4.



Рис. 3 – Схема вилучення внутрішньої колони ліфтових труб: *a* – стан свердловини після видалення рідини, *б* – перекриття каналу між просторами A і Б, *в* – вилучення внутрішньої колони ліфтових труб

А тому для зрізання штифтів 9 потрібно штучно створити компресором у просторі Б тиск достатній для зрізу запобіжних штифтів 4. Внаслідок чого поршень 6 переміститься вверх до упору і сполучаться канали ε і прохідні отвори ε , по котрим і буде експлуатуватися свердловина (рис. 3, ε).

Висновки. Запропоновані технологія видалення рідини з експлуатаційної неперфорованої колони глибокої свердловини та технічні засоби для її здійснення дозволять якісно виконати вторинне розкриття продуктивних пластів, освоєння та дослідження свердловини.

Запропоновані технологія видалення рідини з експлуатації перфорованої колони глибокої свердловини та технічні засоби для її здійснення дозволять значно скоротити час на виклик припливу із продуктивних пластів, зменшити втрати сировини при очищенні свердловини перед пуском її в експлуатацію.

Список літератури: 1. Муравьев В. М. Эксплуатация нефтяных и газовых скважин / В. М. Муравьев. – М. : Недра, 1978. – 448 с. 2. Свердловини на нафту і газ. Вимоги до технології освоєння та дослідження пластів закінчених бурінням свердловин. СОУ 11.2-30019775-164 : 2009 [чинний від 25.01.2010] – К. : ДК Укргазвидобування, 2010. – 45 с. 3. Коцкулич Я. С. Закінчування свердловин : підруч. / Я. С. Коцкулич, О. В. Тищенко. – К. : Інтерпрес ЛТД, 2004. – 366 с. 4. Яремийчук Р. С. Вскрытие продуктивных горизонтов и освоение скважин / Р. С. Яремийчук, Ю. Д. Качмар. – Львов : Высшая школа, 1982. – 268 с. 5. Ярумійчук Р. С. Освоєння та дослідження свердловин / Р. С. Яремійчук, В. Р. Возний. – Львів : Оріяна-Нова, 1994. – 440 с. 6. Ліфтовий пристрій : патент 1426 UA : Україна, МКІ Е21В43/01 / Г. Л. Вайсберг, А. В. Дітковський, Ю. С. Ленкевич [та ін.]. – Заявл. 31.10.2001 ; опубл. 15.10.2002, Бюл. № 10. 7. Фик І. М. Облаштування газових та нафтових фонтанних свердловин при експлуатації. Фонтанні арматури / І. М. Фик, Д. В. Римчук, Б. Б. Синюк. – Х. : ТО Ексклюзив, 2015. –402 с.

Bibliography (transliterated): 1. Murav'ev, V. M. Jekspluatacija nefijanyh i gazovyh skvazhin. Moscow : Nedra, 1978. Print.
2. Sverdlovini na naftu i gaz. Vimogi do tehnologii osvocnnja ta doslidzhennja plastiv zakinchenih burinnjam sverdlovin. SOU 11.2-30019775-164 : 2009. Kyiv : DK Ukrgazvidobuvannja, 2010. Print.
3. Kockulich, Ja. S., and O. V. Tishhenko. Zakinchuvannja sverdlovin. Kyiv : Interpres LTD, 2004. Print.
4. Jaremijchuk, R. S., and Ju. D. Kachmar. Vskrytie produktivnyh gorizontov i osvoenie skvazhin. Lvov : Vysshaja shkola, 1982. Print.
5. Jarumijchuk, R. S., and V. R. Voznij. Osvoennja ta doslidzhennja sverdlovin. Lviv : Orijana-Nova, 1994. Print.
6. Vajsberg, G. L., et al. Liftovij pristrij. Ukraine Patent, 1426 UA (MKI E21V43/01). 15 October 2002. Print.
7. Fik, I.M., D. V. Rimchuk and B. B. Sinjuk. Oblashtuvannja gazovih ta naftovih fontannih sverdlovin pri ekspluatacii. Fontanni armature. Kharkiv : TO Ekskljuziv, 2015. Print.

Поступила (received) 06.10.2015

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Римчук Данило Васильович – кандидат технічних наук, головний інженер ДП «ЛІКВО», м. Харків; тел.: (050) 300-50-78; e-mail: opu_likvo@ukr.net.

Rymchuk Danylo Vasyliovych – Candidate of Technical Sciences (Ph. D), Chief Engineer AU «LIKVO», Kharkiv; тел.: (050) 300-50-78; e-mail: opu_likvo@ukr.net.

УДК 532.5:621.65.01

Н. Г. ШЕВЧЕНКО, А. Л. ШУДРИК, Л. Р. РАДЧЕНКО

ОСОБЕННОСТИ ЧИСЛЕННОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ ТЕЧЕНИЯ ВЯЗКОЙ ЖИДКОСТИ В КАНАЛАХ ПОГРУЖНЫХ ЛОПАСТНЫХ НАСОСОВ НИЗКОЙ И СРЕДНЕЙ БЫСТРОХОДНОСТИ

Проведен анализ особенностей рабочего процесса и численного моделирования течения вязкой жидкости в ступени погружного центробежного насоса с коэффициентом быстроходности *n_s* = 100. Даны рекомендации по выбору модели турбулентности и построению расчетной сетки. Выполнено трехмерное моделирование потока с помощью ANSYS CFX. Полученные интегральные характеристики насоса ЭЦНД5-80 хорошо согласуются с экспериментом. Приведена визуализация результатов расчета в проточной части ступени.

Ключевые слова: центробежный насос, рабочее колесо, направляющий аппарат, ступень насоса, течение вязкой жидкости, математическая модель, модель турбулентности, интегральные характеристики.

Введение. Эксплуатация нефтяных скважин и помощи установок добыча нефти при электроцентробежных насосов (УЭЦН) - наиболее распространенная технология на рынке нефтедобычи. Погружные электроцентробежные насосы для добычи нефти (ЭЦН) принципиально не отличаются от обычных центробежных насосов, используемых лля перекачки жилкостей на поверхности земли. Однако малые радиальные размеры, обусловленные диаметром обсадных колонн, в которые спускаются центробежные насосы, необходимость преодоления высоких напоров и работа насоса в погруженном состоянии привели к центробежных насосных созданию агрегатов специфического конструктивного исполнения.

ЭЦН представляет собой многоступенчатую и в случае многосекционную конструкцию. обшем Модуль-секция насоса состоит из корпуса, вала, пакета ступеней – (рабочих колес (РК) и направляющих аппаратов (НА)), верхнего и нижнего радиальных подшипников, осевой опоры, головки, основания. Пакет ступеней с валом, радиальными подшипниками и осевой опорой помещаются в корпусе и зажимаются концевыми деталями. Исполнения насосов отличаются материалами рабочих органов, корпусных деталей, пар трения, конструкцией И количеством радиальных подшипников.

В серийных ЭЦН наиболее часто используют ступени с наружными диаметрами 86, 92, 103 и 114 мм для минимального размера внутреннего диаметра эксплуатационной колонны от 112 до 148 мм. Напор одной ступени составляет от 4 до 7 м водяного столба [1, 2]. Небольшая величина напора определяется малой величиной внешнего диаметра рабочего колеса, ограниченного внутренним диаметром обсадной колонны. Требуемые значения напора в насосе достигаются набором необходимого количества ступеней.

Особенности рабочего процесса. Обзор существующей литературы по скважинным лопастным насосам для добычи нефти [3-6] показал, что основным фактором, существенно влияющим на ЭЦН, рабочий процесс являются свойства перекачивающей жидкости. Она многофазная из-за наличия в ней газа, воды, отложений солей и

парафина, механических примесей и обладает большим диапазоном вязкости. Рабочий процесс в насосе нестабилен, может привести к срыву подачи перекачиваемой продукции, износу элементов насоса, вибрациям, заклиниванию и др. техническим проблемам.

Второй фактор, который обусловливает рабочий процесс в погружных лопастных насосах при добычи нефти по сравнению с многоступенчатыми насосами общего назначения – это особенности конструкции гидродинамической схемы ступени ЭЦН. Расчетная область, в которой движется среда, состоит из межлопаточного пространства РК, вращающегося с угловой скоростью ω , переводных каналов отводящих жидкость от РК, где поток поворачивается практически на 180 градусов и неподвижного межлопаточного канала НА.

Относительные размеры входной воронки рабочего колеса скважинного насоса существенно меньше, чем у поверхностных насосов, так как размеры их входной воронки выбираются из условия минимума суммарных гидравлических потерь в рабочем колесе и потерь трения в его индивидуальной пяте. Лопаточную решетку РК можно рассматривать гидродинамически прозрачной. Каналы НА являются относительно короткими, сильно изогнутыми из-за абсолютно малых размеров и относительно больших диаметров валов ЭЦН.

На характер течения существенно влияют силы трения жидкой среды о стенки, диффузорность способствует отрыву потока и каналов его турбулизации. Изменение угла натекания потока на входе в решетки профилей РК и НА на режимах, отличающихся от оптимальных, вызывает ударные вихревые потери. Также ступени насоса характеризуются входной циркуляцией скорости жидкости, изменением свойств потока перекачиваемой продукции от ступени к ступени. Поэтому для расчета такого течения необходимо использовать математические модели высокого уровня, учитывающие вязкость среды, турбулентность течения, трехмерную геометрию.

Численное моделирование потока нефтяной продукции в ступени насоса, прогнозирование и анализ интегральных характеристик ЭЦН для различных режимов работы насоса является

© Н. Г. Шевченко, А. Л. Шудрик, Л. Р. Радченко, 2015

актуальной задачей, решение которой позволит повысить надежность и эффективность работы всей насосной установки.

Постановка задачи. Рассматривается математическая модель рабочего процесса в одной ступени центробежного насоса, спроектированной ООО «Борец» для насосной установки ЭЦНД5-80 [2]. Проектный напор ступени 4,6 м при номинальной подаче 80 м³/сут, внешний диаметр насоса 92 мм для обсадной колонны 123,7 мм. Рабочая жидкость – вода. Принятые обозначения и основные размеры ступени насоса представлены на рис. 1 и табл. 1.

Численное моделирование проводится С помощью программного комплекса ANSYS CFX [7-9] следующим ключевым этапам: создание по твердотельной модели, имитирующей расчетную область проточной части ступени насоса; построение расчетной сетки; задание математической модели и граничных условий; выполнение расчета; визуализация и анализ результатов расчета. Одним из важнейших параметров, который учитывается при постановке залачи. является выбор модели турбулентности.



Рис. 1 – Ступень насоса ЭЦНД5-80: 1 – рабочее колесо; 2 – направляющий апарат

Таблица 1 – Основные размеры ступени насоса

Параметр	d_{ϵ}	d_{em}	D_0	D_2	$D_{\scriptscriptstyle H}$	b_1	b_2	b_3	a_1	a_2	<i>a</i> ₃	a_4
Значение, мм	17	21	33	71,5	92	6,8	4,9	4	5	11,5	5,5	8

Математическая модель. Для математического моделирования турбулентного течения вязкой жидкости течений в проточной части ступени ЭЦН используется система уравнений неразрывности и Навье-Стокса, осредненных по Рейнольдсу:

$$\begin{vmatrix} \frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i) = 0; \\ \frac{\partial}{\partial t} (\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_i u_j) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_i' u_j') = \\ = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right) + f_i \end{aligned}$$
(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 вращающемся элементе, рассматривается в относительной системе отсчета, при этом член f_i в правой части уравнений (1) выражает действие центробежных и кориолисовых сил:

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

где ω – угловая скорость вращения; r – радиусвектор (модуль которого равен расстоянию от данной точки до оси вращения).

Для замыкания этих уравнений используются различные модели турбулентности. При расчетном исследовании гидромашин с использованием программного комплекса Ansys CFX хорошо зарекомендовали следующие модели турбулентности: «k-є», и SST [10, 11].

Модель «k- ε » использует для замыкания системы уравнений движения жидкости Рейнольдса два дифференциальных уравнения, описывающих перенос кинетической энергии турбулентности k и скорости диссипации ε . Недостатками «k- ε » модели является низкая точность при моделировании течений с отрывом от гладких поверхностей, а также необходимость применения специальных приемов при расчете течения вблизи стенок.

Этих недостатков лишена разработанная Уилкоксом «k- ω » модель турбулентности. В этой модели дифференциальное уравнение скорости диссипации ε заменено на дифференциальное уравнение частоты турбулентных пульсаций ω . Данная модель хорошо показала себя при расчетах вблизи стенок. Недостатком $(k-\omega)$ модели, в отличие от $(k-\varepsilon)$ модели, является чрезмерно сильная зависимость результатов расчета от задаваемых значений ω во входном сечении.

Гибридный вариант между «*k*-*ɛ*» и «*k*-*ω*» моделями турбулентности был предложен Ментером – SST (Shear Stress Transport) модель переноса сдвиговых напряжений. За счет использования специальной переключаемой функции, активируется та или иная модель турбулентности. Переключение осуществляется в зависимости от удаления узлов сетки от стенки. Таким образом, SST-модель сочетает в себе устойчивость и точность стандартной «*k*-*ω*» модели в пристеночных областях и «*k*-*ɛ*» модели на удалении от стенок.

В настоящей работе представлены результаты расчетных исследований, проведенных по двум моделям турбулентности: «*k*-*ɛ*» и SST.

Подготовка геометрии и построение расчетной сетки. Для создания твердотельной модели, имитирующей объем ступени ЭЦН, внутри которого происходит исследуемое течение жидкости, используется графический пакет «Компас-3D V14». Далее созданная твердотельная модель импортируется в программный комплекс ANSYS CFX в формате Parasolid.

После импорта производится определение расчетных областей. Первая область – рабочее колесо, вторая – направляющий аппарат. Расчетная область ограничена так, чтобы границы не влияли на результаты расчетов.

Для построения расчетной сетки проточной части используется программа сеточного генератора – ANSYS MESHING. В связи с тем, что точность численного решения сильно зависит от построения расчетной сетки, в местах со сложной геометрией, таких как входные и выходные кромки РК и НА, поверхности переходов, применяется локальное изменение сетки.

Большое значение на сходимость и качество расчета имеют размеры призматических слоев в зоне турбулентного пограничного слоя (ТПС) вблизи стенок и плавность перехода от призматических пристеночных слоев к глобальным элементам.

Размеры первого элемента ТПС в первом приближении могут быть определены по формуле [8]:

$$\Delta y = D_e \cdot y^+ \cdot \sqrt{74} \cdot \operatorname{Re}^{\frac{-13}{14}}, \qquad (3)$$

где Re – число Рейнольдса; D_e – эквивалентный диаметр входа в РК, м; y^+ – безразмерный параметр, характеризующий качество сетки в ТПС.

Для определения числа Рейнольдса:

$$\operatorname{Re} = \frac{V \cdot L}{v},\tag{4}$$

в качестве характерной длины L ступени ЭЦН принимается эквивалентный диаметр D_e , а в качестве характерной скорости – относительную скорость V во входном сечении ступени:

$$D_e = \sqrt{D_0^2 - D_{em}^2}, \qquad (5)$$

$$V = \sqrt{\left(\frac{\pi \, n \, D_0}{60}\right)^2 + \left(\frac{4Q}{\pi \, D_e^2}\right)^2}.$$
 (6)

Для описания пограничного слоя вблизи твердых стенок лопасти РК, основного и покрывающего дисков, неподвижных стенок НА построены призматические слои (6-ой и 15-ый соответственно для «*k*-*ɛ*» и SST моделей).

На рис. 2 представлена расчетная сетка в канале рабочего колеса.



Рис. 2 – К построению расчетной сетки в канале рабочего колеса

Граничные условия. После передачи сетки в препроцессор выбирается тип машины «Ритр» (насос). Далее указывается тип расчетных областей: для рабочего колеса – «Rotating», частоту вращения РК n = 2910 мин⁻¹, для направляющего аппарата –

«Stationary»; на входе в расчетную область задавалось полное давление 1 атм, на выходе – массовый расход. Так же задана шероховатость стенок, равная 10 мкм.

Сходимость результатов расчета. В программной продукции ANSYS CFX при

дискредитации математической модели используется метод взвешенных невязок. Для проверки сходимости итерационного процесса необходимо задать значения среднеквадратичных невязок – ниже $10^{-4}-10^{-5}$, а также количество глобальных итераций, при которых расчет завершается.

Результаты расчета и визуализация. После проведения расчета проверяется качество расчетной сетки по значению параметра y^+ . Этот параметр становится доступным только после проведения расчёта и выводится в постпроцессоре на всех поверхностях, имеющих граничное условие «Стенка (Wall)». Параметр y^+ отвечает за использование пристеночных функций в моделях турбулентности. Так, например, для модели «*k*- ε » рекомендуется выдерживать этот параметр в диапазоне 20–100, а для моделей «*k*- ω » и SST – в диапазоне меньше четырех. Параметр y^+ рассчитывается по формуле:

$$y^{+} = \frac{\Delta y \, u_{\tau}}{v} \,, \tag{7}$$

где Δy – высота первого элемента ТПС, около стенки, м; u_{τ} – пристеночная скорость трения, м/с, $u_{\tau} = \sqrt{\tau_w / \rho}$; τ_w – касательное напряжение трения на стенке, Па; ρ – плотность среды, кг/м³; v – кинематическая вязкость, м²/с.

На рис. 3 представлен расчетный диапазон значений параметра y^+ для модели турбулентности SST (максимальное значение y^+ равняется 3,364), что говорит о правильности задания пограничного слоя.



Рис. 3 – Значение параметра качества сетки около стенок y^+ по модели турбулентности SST

В файле результатов хранятся координаты всех узлов расчетной сетки и расчетные значения основных гидродинамических параметров в этих узлах. Интерфейс современных программных пакетов позволяет отобразить расчетную область любой поверхности на экране монитора со значениями заданных расчетных параметров.

На рис. 4 показано распределение абсолютных скоростей в канале РК изолиниями и векторами. Изолинии статического давления в межлопастном канале РК и его распределение вдоль профиля лопасти по SST модели с расходом 80 м³/сут представлены на рис. 5. В результате безвихревого движения жидкости достигается равномерное увеличение давления в канале РК, а также отсутствие потери энергии на вихреобразование.



Рис. 4 – Визуализация абсолютной скорости в канале рабочего колеса



Рис. 5 – Статическое давление в канале РК и его распределение вдоль профиля лопасти по SST модели

Анализ поля скоростей в межлопаточных каналах НА (рис. 6) показывает, что проходное сечение загромождается вихревыми зонами, наблюдаются зоны пониженного давления.

Для расчета напорной характеристики насоса H = f(Q) необходимо провести осреднение давления и скорости по массовому расходу на входе и выходе ступени функция осреднения встроена в постпроцессор CFX. На рис. 7 представлены характеристики ЭЦНД5-80, полученные насоса численным расчетом (для модели «k-ε» SST турбулентности модели) И И экспериментально [2].

Как видно из графика на рис. 7, характеристика, полученная при использовании «k- ε » модели имеет более близкие к экспериментальным данным значения. Проектный напор для базовой ступени в оптимальной точке составляет 4,6 м. Тогда как по «k- ε » модели расчетный напор составляет 4,536 м, а по SST – 4,349. Погрешность вычисления интегральной

характеристики H = F(Q) по модели турбулентности «*k-є*», при параметре сетки турбулентного пограничного слоя $20 \le y^+ \le 100$, по сравнению с экспериментом [2] оказалась не более 1,4 % в оптимальной точке.

Расчеты показали, что «*k*-*є*» модель турбулентности для малогабаритных каналов

погружного насоса ЭЦНД5-80 создает более точную численную модель.

На рис. 8 представлены зависимости гидравлического КПД от расхода, полученные путем пересчета экспериментальных даннях по методике [12] и численным моделированием в ANSYS CFX. Наблюдается некоторое отличие результатов расчета КПД.



Рис. 6 – Распределение абсолютной скорости в направляющем аппарате





Выводы. Вычислительная гидродинамика сегодня становится одной ИЗ важнейших И экономически выгодных составляющих процесса проектирования. Специализированные модули для создания геометрии, расчетной сетки, пре- и постпроцессинга для насосов, вентиляторов, турбин, компрессоров и других вращающихся машин, включенные в программный продукт ANSYS CFX, делают его одним из лидеров в этой области проектирования. Большую роль в популяризации ANSYS CFX играет доступность программного обеспечения и документации, совместимость с системами автоматического проектирования (CAD,





Компас), высокий технический уровень современной компьютерной техники и др.

В работе проведен численный эксперимент на базовой модели погружного лопастного насоса ЭЦНД5-80. На первом этапе рабочей средой принята вода. Как показали расчеты, для насосов типа ЭЦН, которые имеют свою специфику конструкции (малые размеры проточной части ступени в меридиональном сечении.) и рабочего процесса, при численном моделировании корректней применять «k- ε » модель турбулентности. Она позволяет более точно прогнозировать характеристики насоса в широком диапазоне работы центробежного насоса, тогда как SST модель дает заниженные значения. Проведен анализ возможностей использования программного продукта ANSYS CFX. Он содержит физические модели для расчета многофазных жидкостей, что позволяет с высокой точностью прогнозировать характеристики насоса при откачке реальной жидкости (флюида) с содержанием газа. Также продукция CFX дает возможность исследовать влияние шероховатости на гидродинамику в проточной части, что позволит прогнозировать режим работы ЭЦН в периоды длительной эксплуатации.

Список литературы: 1. Каталог ОАО «Новомет». - Пермь : Новомет, 2014. Режим доступа : www.novomet.ru>. - Дата обращения: 20 сентября 2014. 2. Каталог продукции. ООО Производственная компания «Борец». - М., 2014, - 495 с. 3. Агеев Ш. Р. Российские установки лопастных насосов для добычи нефти и их применение : энциклопедический справочник / Ш. Р. Агеев, Е. Е. Григорян, Г. П. Макиенко. – Пермь : Пресс-Мастер, 2007. - 645 с. 4. Богданов А. А. Погружные центробежные электронасосы для добычи нефти (расчет и конструкция) / А. А. Богданов. – М. : Недра, 1968. – 271 с. 5. Чичеров Л. Г. Молчанов Г.В., Рабинович А.М. и др. Расчет и конструирование нефтепромыслового оборудования : учеб. пособие / Л.Г. Чичеров, Г. В. Молчанов, А. М. Рабинович [и др.]. - М. : Недра, 1987. - 422 с. 6. Вагапов С. Ю. Скважинные насосные установки для добычи нефти : учеб. пособие / С. Ю. Вагапов, Ю. Г. Матвеев. - М. : УГНТУ, 2003. – 166 с. 7. Академическая версия программной системы конечно-элементного анализа ANSYS, 2014. Режим доступа : www.ansys.com/Student>. - Дата обращения : 20 сентября 2014. 8. Пугачев П. В. Математическое моделирование рабочих процессов лопастных гидромашин. Расчет вязкого течения в лопастных гидромашинах с использованием пакета ANSYS CFX / П. В. Пугачев, Д. Г. Свобода, А. А. Жарковский. – СПб : Политех. ун-т, 2015. – 116 с. 9. Шиленко О. Н. Моделирование вязкого турбулентного трехмерного потока в гидродинамическом трансформаторе / О.Н. Шипенко, В.Г. Солодов // Автомобильный транспорт : сб. науч. тр. - Х. : ХНАДУ, 2011. - Вып. 29. - С. 98-104.

10. Кочевский А. Н. Современный подход к моделированию и расчету течений жидкости в лопастных гидромашинах / А. Н. Кочевский, В. Г. Неня // Вісник СумДУ. – 2003. – 15 с. 11. Гарбарук А. В. Моделирование турбулентности в расчетах сложных течений : уч. пособие / А. В. Гарбарук, М. Х. Стрелец. – СПб : Политех. ун-т, 2012. – 88 с. 12. Михайлов А. К. Лопастные насосы. Теория, расчет и конструирование / А. К. Михайлов, В. В. Малюшенко. – М. : Машиностроение, 1977. – 288 с.

Bibliography (transliterated): 1. Katalog OAO "Novomet". Perm : Novomet, 2014. Web. 20 September 2014. www.novomet.ru>. 2. Katalog produkcii. OOO Proizvodstvennaja kompanija "Borec" 2014. Print. 3. Ageev, Sh. R., E. E. Grigorjan and Moscow. G. P. Makienko. Rossijskie ustanovki lopastnyh nasosov dlja dobychi nefti i ih primenenie. Perm : Press-Master, 2007. Print. 4. Bogdanov A. A. Pogruzhnye centrobezhnye jelektronasosy dlja dobychi nefti (raschet i konstrukcija). Moscow : Nedra, 1968. Print. 5. Chicherov L. G. et al. Raschet i konstruirovanie neftepromyslovogo oborudovanija. Moscow : Nedra, 1987. Print. 6. Vagapov S. Ju. Skvazhinnye nasosnye ustanovki dlja dobychi nefti. Moscow : UGNTU, 2003. Print. 7. Akademicheskaja versija programmnoj sistemy konechnojelementnogo analiza ANSYS, 2014. Web. 20 September 2014. www.ansys.com/Student>. 8. Pugachev, P. V., D. G. Svoboda and A. A. Zharkovskij. Matematicheskoe modelirovanie rabochih processov lopastnyh gidromashin. Raschet vjazkogo techenija v lopastnyh gidromashinah s ispol'zovaniem paketa ANSYS CFX. Saint Petersburg : Politeh. un-t, 2015. Web. 9. Shipenko, O. N., and V. G. Solodov. "Modelirovanie vjazkogo turbulentnogo trehmernogo potoka v gidrodinamicheskom transformatore." Avtomobil'nyj transport : sb. nauch. tr. Kharkov : KhNAHU, 2011. No. 29. 98-104. "Sovremennyj podhod k 10. Kochevskij, A. N., and V. G. Nenja. modelirovaniju i raschetu techenij zhidkosti v lopastnyh gidromashinah." Visnik SumDU. 2003. Print. 11. Garbaruk, A. V., and M. H. Strelec. Modelirovanie turbulentnosti v raschetah slozhnyh techenij. Saint Petersburg : Politeh. un-t, 2012. Print. 12. Mihaylov, A. K., and V. V. Malyushenko. Lopastnyie nasosyi. Teoriva. raschet i konstruirovanie. Moscow : Mashinostroenie, 1977. Print.

Поступила (received) 05.09.2015

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Шевченко Наталья Григорьевна – кандидат технических наук, доцент, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», доцент кафедры «Гидравлические машины», г. Харьков; тел.: (095) 425-18-33; e-mail: shevng@ukr.net.

Shevchenko Natal'ja Grigor'evna – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Docent, National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Associate Professor at the Department of "Hydraulic machines", Kharkov; tel.: (095) 4251833; e mail: shevng@ukr.net.

Шудрик Александр Леонидович – аспирант, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», ассистент кафедры «Гидравлические машины», г. Харьков; тел.: (095) 454-03-87; e-mail: sasha.okht.ua@mail.ru.

Shudrik Aleksandr Leonidovich – Postgraduate Student, National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Assistent at the Department of "Hydraulic machines", Kharkov; tel.: (095) 454-03-87; e-mail: sasha.okht.ua@mail.ru.

Радченко Лариса Рудольфовна – Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», научный сотрудник кафедры «Гидравлические машины», г. Харьков; тел.: (066) 098-02-16; e-mail: lrad@ukr.net.

Radchenko Larysa Rudolfovna – National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Research Officer at the Department of "Hydraulic machines", Kharkov; tel.: (066) 098-02-16; e-mail: lrad@ukr.net.

УДК 539.3

К. Н РОВНЫЙ, А. В. ДУШИН

АНАЛИЗ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ ОБЛИЦОВКИ СТАЛЕЖЕЛЕЗОБЕТОННОЙ СПИРАЛЬНОЙ КАМЕРЫ ГИДРОТУРБИНЫ РОЗ10-В-600 ПРИ ГИДРОИСПЫТАНИИ

Создана математическая модель для исследования НДС узла «статор-спиральная камера» РО310-В-600 согласно разработанной схеме гидроиспытания. Результаты выполненного численного исследования МКЭ позволили выявить особенности НДС узла «статор-спиральная камера» гидротурбины РО310-В-600 при гидроиспытании. Выявлены зоны локализации напряжений. Определено влияние на уровень напряжений конструктивных особенностей.

Ключевые слова: турбина, сталежелезобетонная спиральная камера, статор, гидроиспытание, метод конечных элементов, математическая модель.

Введение. В радиально-осевых гидротурбинах равномерное поступление воды по всему периметру направляющего аппарата и далее к рабочему колесу осушествляется через спиральную камеру. Конструктивно спиральная камера представляет собой сварных конусообразных звеньев, набор изготавливаемых из листового проката методом вальцовки. Совокупность данных звеньев, сваренных между собой и с верхним и нижним кольцом статора, образует конструкцию, которая имеет форму улитки. Основное назначение спиральной камеры заключается в том, чтобы при сравнительно небольших габаритах и незначительных потерях напора осуществить равномерный подвод воды по всей окружности направляющего аппарата.

Действующие нормативные документы включают в себя отдельные положения, связанные с вопросами расчета и конструирования спиральных камер круглого сечения больших диаметров при высоких напорах [1]. Такие спиральные камеры делятся на три типа:

1. Стальная, покрытая сверху мягкой прокладкой, отделяющей оболочку спирали от железобетона турбинного блока.

2. Сталежелезобетонная без деформируемой прокладки между несущей конструкцией и массивом железобетона турбинного блока, в которой стальная оболочка и арматурный каркас совместно воспринимают усилия.

3. Сталежелезобетонная с деформируемой прокладкой в верхней части между несущей сталежелезобетонной конструкцией и массивом железобетона турбинного блока.

Применяемый тип конструкции во многом определяется величиной параметра HD (произведением высоты водяного столба на диаметр входного сечения спиральной камеры). Спиральные камеры, с параметром HD, большим 1200 рекомендуется проектировать только в сталежелезобетонном варианте.

Конструктивные элементы спиральной камеры при эксплуатации должны выдерживать максимальное внутреннее давление воды на всех режимах работы гидротурбины с учетом динамического повышения давления, возникающего во время закрытия направляющего аппарата.

В данном исследовании рассматривается узел «статор-спиральная камера» высоконапорной гидротурбины PO310-B-600. Исходя из параметра HD. который для данной гидротурбины при сбросе нагрузки (расчетный режим для спиральной камеры) составил 2240, спиральная камера изготовлена сталежелезобетонной. При проектировании узла был значительный объём выполнен научноисследовательских работ [2]. Разработанная конструкция представляет собой металлический остов в виде сварнолитого статора и приваренной к нему оребрённой облицовки спиральной камеры. Стальная оболочка спиральной камеры состоит из 32-х звеньев, сваренных между собой и с верхним и нижним кольцом статора. В зонах примыкания к статору спиральная камера усилена меридиональными ребрами жесткости. На каждое звено приходится четыре ребра. Облицовка спиральной камеры и меридиональные ребра жесткости изготовлены из листового проката повышенной прочности марки 09Г2С постоянной толщины 36 мм. Механические характеристики стали 09Г2С приведены в табл. 1.

Таблица 1 – Свойства материала по ГОСТ 19282-73 – «Сталь низколегированная толстолистовая и широкополосная универсальная»

σ _в , МПа	σ _{0,2} , МПа	δ ₅ , %	KCU, Дж/м ²
	+20 C		–40 C
451	285	21	350

Статор – сварнолитой из шести частей. Колонны, включая зуб и кольца статора, отлиты из стали 20ГСЛ, гарантированные мехсвойства которой приведены в табл. 2.

Таблица 2 – Механические свойства стали 20ГСЛ

ТУ 108 – 978-80 – «Отливки для деталей гидротурбин»							
σ _в , МПа	σ _{0,2} , МПа	δ5, %	ψ, %	КСU, кДж/м ²	Твёрдость, НВ		
500	280	16	30	400	124-163		

Согласно [3], спиральная камера должна быть © К. Н Ровный, А. В. Душин, 2015 гидроиспытана до заливки узла в бетон для проверки целостности сварных швов.

Это ставит задачу о проверке надежности конструкции без использования основного несущего элемента – арматурного каркаса, который в рабочих режимах, как показали исследования, воспринимает Давление основную часть нагрузки [3]. гидроиспытания исследуемой конструкции для принято равным H = 140 м. что составляет 1/3повышения давления при сбросе нагрузки. Схема гидроиспытания предусматривает, что на входной патрубок спиральной камеры приваривается цилиндрическая заглушка, в которой имеется дренажное отверстие для подвода воды. В качестве заглушки на выходе из статора предполагается использовать щит кольцевого затвора. Задача обеспечения прочности необетонированной конструкции при гидроиспытании связана с оценкой ее напряженно-деформированного состояния (НДС).

Постановка задачи. Ограниченность возможности применения точных аналитических решений для тел сложной конфигурации привела к интенсивному развитию численных и приближенных методов механики деформируемого тела, которые позволяют для широкого круга математических моделей построить достаточные по точности приближенные решения.

На момент проектирования, в 1986 году, для оценки НДС узла «статор-спиральная камера» использовалась методика ШКТИ им. И. И. Ползунова [4], основанная на сочетании аналитических и численных методов, которая реализована в виде программы для ЭВМ. Рассматривалась симметричная статически неопределимая система, состоящая из трех элементов: оребренной связанных взаимно торообразной оболочки с круговым или овальным сечением, колонн и колец статора постоянного поперечного сечения. Особенность методики сочетание аналитического метода при описании перемещений кольца и колонны и метода конечных разностей при определении усилий и перемещений в оребренной оболочке. Облицовка спирали описывается уравнениями для торообразной оребренной оболочки, находящейся под действием осесимметричных краевых нагрузок и внутреннего гидростатического давления. Однако расчетная схема не учитывает конструктивные особенности узла: возможное различие профилей статорных колец, локальность расположения меридиональных ребер, конструктивные особенности зубовой части и узла входного патрубка. Для анализа НЛС необходимо провести серию расчетов для каждого из звеньев, а их, как правило, не менее двадцати.

Развитие вычислительной техники позволило уточнить математическую модель конструкции. В работах [5–7] для расчета узла «статор-спиральная камера» применяется трехмерная постановка с использованием метода конечных элементов (МКЭ).

Применяемые трехмерные конечные элементы (КЭ) позволяют учесть локализацию НДС в местах сопряжения статора со спиральной камерой. Особенность этих методик состоит в том, что математическая модель конструкции не учитывает наличие меридиональных ребер жесткости спирали, влияющих на ее НДС, и симметрична относительно горизонтальной плоскости. Однако, в реальной конструкции нижнее и верхнее кольца статора обычно отличны по конструкции. Кроме того, для такой сложной конфигурации как узел «статор-спиральная камера», упомянутые методы могут оказаться неэффективными расчета НДС для из-за существенных упрощений, которые связаны с разбивкой геометрической модели на КЭ.

Повышение вычислительной мощности современных персональных компьютеров, а также развитие КЭ программных комплексов позволило уточнить математическою модель конструкции, разбивать ее регулярной конечно-элементной сеткой помощи твердотельного КЭ, что при лапо возможность избежать соблюдения совместности конечно-элементных сеток и тех проблем, которые связаны с ними. Именно с учетом этих возможностей проведено исследование НДС математической модели узла «статор-спиральная камера» PO310-B-600, построенной согласно разработанной схеме гидроиспытания (рис. 1).



Рис. 1 – Математическая модель и узла «статор-спиральная камера» гидротурбины РО310-В-600

Конечно-элементная сетка, применяемая на данной модели, является регулярной, то есть размер КЭ является постоянным на протяжении всей конструкции. Единичной составляющей конечноэлементной сетки является твердотельный КЭ [8]. Криволинейные грани этого элемента позволяют наиболее точно описать конфигурацию всех сложных элементов конструкции. На рис. 2 приведено распределение интенсивности напряжений в узле «статор-спиральная камера».

Напряжения в наиболее напряженной зоне конструкции – в зоне входного сечения – приведены в табл. 3, 4.



Рис. 2 – Распределение интенсивности напряжений в узле «статор-спиральная камера» при гидроиспытании, кгс/см²

Таблица 3 – Напряжения в облицовке спиральной камеры при гидроиспытании в зоне входного сечения, МПа

Поверхность	Зона сопряжения статорного кольца и облицовки	Зона сопряжения облицовки и ребра спирали	Ребро оболочки спирали
Внутренняя	85	210	130
Наружная	80	150	247

Таблица 4 – Напряжения в статоре при гидроиспытании в зоне входного сечения

	Колонна статора	Кольцо с	статора
Средина	Место сопряжения с кольцом статора	Нижнее	Верхнее
110	236	130	150

Выводы. Создана математическая модель для исследования НДС узла «статор-спиральная камера» РОЗ10-В-600 согласно разработанной схеме гидроиспытания.

Результаты выполненного численного исследования МКЭ позволили выявить особенности НДС узла «статор-спиральная камера» гидротурбины РОЗ10-В-600 при гидроиспытании.

Выявлены зоны локализации напряжений. Определено влияние на уровень напряжений конструктивных особенностей. Полученный уровень напряжений показывает, что в необетонированной конструкции при гидроиспытании не возникают остаточные деформации.

Распределение напряжений в районе сварных швов облицовки сталежелезобетонной спиральной камеры гидротурбины РОЗ10-В-600 не превышает 0,3 $\sigma_{0,2}$, что подтверждает результаты, полученные ранее по методике ЦКТИ, а локальные напряжения в

зубовой части, обусловленные геометрическими концентраторами, не превышают 0,85_{0.2}.

Полученное распределение напряжений обетонированной облицовке спирали при сбросе согласуется нагрузки [2] с распределением напряжений в облицовке спирали при гидроиспытании давлением 140 м - 1/3 повышения давления при сбросе нагрузки.

Таким образом, полученное распределение напряжений при гидроиспытании позволяет оценить действующие напряжения в облицовке сталежелезобетонной спиральной камеры при работе агрегата.

Список литературы: 1. Лисичкин С. Е. Совершенствование схем армирования массивных турбинных блоков со спиральными камерами различной конструкции / С. Е. Лисичкин // Гидротехническое строительство. – 2003. – № 2. – С. 7–11. 2. Храпков А. А. Отчет о научно-исследовательской работе : Разработать методику расчета и выполнить расчетные исследования напряженно-деформированного состояния турбинных блоков радиально-осевых и обратимых гидромашин высоконапорных ГЭС и ГАЭС, договор №547-5054 // А.А.Храпков, А.В.Караваев, М. А. Зубрицкая. – Л. : ВНИИГ им. Б. Е. Веденеева, 1987. – С. 49. 3. Нормы технологического проектирования гидроэлектрических и гидроаккумулирующих электростанций : ВНТП41-85 : Гидропроект им. С. Я. Жука. - М. : МинЭнерго СССР, 1986. - 120 с. 4. Ковалев Н. Н. Проектирование гидротурбин / Н. Н. Ковалев. – Л. : Машиностроение, 1974. - 278 с. 5. Веремеенко И. С. Метод расчета «статор-спиральная камера» гидротурбин НДС узла И. С. Веремеенко, Ю. С. Воробьев, В. Н. Романенко [и др.] // Совершенствование турбоустановок методами математического и физического моделирования : сб. науч. трудов. - Х. : ИПМаш НАН Украины. – С. 498–501. 6. Воробьев Ю. С. Анализ прочности

элементов системы «статор-корпус» турбомашин / Ю. С. Воробьев, В. Н. Романенко, Л. Г. Романенко // Вібрації в техніці та технологіях: зб. наук. праць. – 2004. – № 6. – С. 45–48. 7. Воробьев Ю. С. Анализ локализации напряжений в системе «статор-спиральная камера» / Ю. С. Воробьев, В. Н. Романенко, Л. Г. Романенко // Проблемы прочности. – 2007. – № 1. – С. 132– 137. 8. Алямовский А. А. SolidWorks. Компьютерное моделирование в инженерной практике / А. А. Алямовский, А. А. Собачкин, Е. В. Одинцов [и др.]. – СПб. : БХВ-Петербург, 2005.

Bibliography (transliterated): 1. Lisichkin, S. E. "Sovershenstvovanie shem armirovaniya massivnyh turbinnyh blokov so spiral'nymi kamerami razlichnoj konstrukcii." Gidrotehnicheskoe stroitel'stvo. No. 2. 2003 7-11. Print. 2. Hrapkov, A.A., A. V. Karavaev and M. A. Zubrickaja. Otchet o nauchno-issledovateľskoj rabote. Razrabotat' metodiku rascheta i vypolnit' raschetnye issledovanija naprjazhenno-deformirovannogo sostojanija turbinnyh blokov radial'noosevyh i obratimyh gidromashin vysokonapornyh GJeS i GAJeS, dogovor №547-5054. Leningrad : VNIIG im. B. E. Vedeneeva, 1987. Print. 3. Normy tehnologicheskogo proektirovanija gidrojelektricheskih i gidroakkumulirujushhih jelektrostancij VNTP41-85. Moscow MinJenergo SSSR, 1986. Print. 4. Kovalev, N. N. Proektirovanie gidroturbin. Leningrad Mashinostroenie, 1974. Print. 5. Veremeenko, I. S., et al. "Metod rascheta NDS uzla «stator-spiral'naja kamera» gidroturbin." Sovershenstvovanie turboustanovok metodami matematicheskogo i fizicheskogo modelirovanija : sb. nauch. trudov. Kharkov : IPMash NAN Ukrainy. Print. 6. Vorob'ev, Ju. S., V. N. Romanenko and L. G. Romanenko. "Analiz prochnosti jelementov sistemy «stator-korpus» turbomashin." Vibracii v tehnici ta tehnologijah zb. nauk. prac'. No. 6. 2004. Print. 7. Vorob'ev, Ju. S., V. N. Romanenko and L. G. Romanenko. "Analiz naprjazhenij v sisteme «stator-spiral'naja kamera»." lokalizacii Problemv prochnosti. No. 1. 2007. Print. 8. Aljamovskij, A. A, et al. SolidWorks. Komp'juternoe modelirovanie v inzhenernoj praktike. Saint Petersburg : BHV-Peterburg, 2005. Print.

Поступила (received) 25.09.2015

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Душин Алексей Викторович – ведущий инженер-конструктор отдела прочностных расчетов СКБ ТГМ ПАО «Турбоатом»; г. Харьков.

Oleksii V. Dushyn – Lead Design Engineer at Strength Analysis Design Office, Pjsc Turboatom, Kharkov.

Ровный Константин Николаевич – инженер-конструктор отдела прочностных расчетов СКБ ТГМ ПАО «Турбоатом», г. Харьков.

Kostiantyn M. Rovny - Design Engineer at Strength Analysis Design Office, Pjsc Turboatom, Kharkov.

УДК 539.3

С. В. АРТЕМОВА, В. Н. ЗАРХИНА, Н. А. ИЛЬИЧЕВА

ОПЫТ ОБСЛЕДОВАНИЯ ЗАКЛАДНЫХ ЧАСТЕЙ ПРИ МОДЕРНИЗАЦИИ ГЭС И ГАЭС

Специалистами ПАО «Турбоатом» разработана программа натурного обследования закладных частей гидротурбин, которые отработали нормативный ресурс, проработав 45-ть и более лет. Программа регламентирует объём обследования и порядок контроля элементов проточного тракта, оценку их технического состояния и назначение необходимых ремонтно-восстановительных работ. Программа натурного обследования закладных частей гидротурбины реализована при модернизации гидротурбин Новосибирской ГЭС. Ключевые слова: модернизация, гидротурбина, закладные части, программа обследования, повреждения, контроль.

Введение. В последнее время в Украине и в странах ближнего и дальнего зарубежья значительно выросло количество гидротурбинного оборудования, которое отработало нормативный ресурс, проработав 45 и более лет. За такой срок эксплуатации станций их оборудование в значительной мере морально и физически устарело, в связи с чем проводится их реконструкция.

Реконструкция позволяет значительно повысить надежность и эксплуатационные характеристики ГЭС И ГАЭС, а также увеличить установленную мощность в полном диапазоне рабочих напоров. При этом одной из актуальных проблем в гидроэнергетике является определение технического состояния и оценка остаточного ресурса гидротурбинного оборудования, замена которого при реконструкции связана с объективными трудностями, а также разработка и осуществление мероприятий, необходимых для его дальнейшей надежной эксплуатации. Это позволяет определить объем модернизации этого оборудования, разработать и осуществить необходимые мероприятия по модернизации, обеспечивающие надежную работу обоснованно ГЭС И ГАЭС, И назначить межремонтный срок службы.

До недавнего времени в Украине нормативные документы по оценке остаточного ресурса узлов острая гидротурбин отсутствовали. Возникла необходимость в разработке и реализации мер, связанных с решением этого вопроса.

состояния вопроса. В результате Анализ специалистами ПАО «Турбоатом» проведенных обследований закладных частей на станциях Днепровского каскада и ближнего зарубежья, а также разработанной в соавторстве с Институтом проблем машиностроения им. А. Н. Подгорного Национальной академии наук Украины экспериментальнотеоретической методики определения pecypca элементов проточной части [1-3] был разработан и утвержден в 2011 г. министерством энергетики и угольной промышленности Украины нормативный документ по определению остаточного ресурса элементов проточного тракта гидротурбин ГЭС и ГАЭС [4]. Однако, первая редакция этого документа не охватывает весь перечень узлов проточного тракта гидротурбины, вопрос о возможности продления срока службы которых предстоит решать при

реконструкции поворотно-лопастных гидротурбин. В связи с этим необходимо разработать методику по определению остаточного ресурса колонн статора, облицовки спиральной камеры и конуса отсасывающей трубы. Методика включает два этапа. экспериментальный: Первый этап создание программы обследования объекта и получение входных данных для поверочного расчета. Второй этап - теоретический: определение статических и динамических характеристик объекта, оценка остаточного pecypca с учетом характерных повреждений и объёма восстановительных работ.

Целью настоящей разработки является создание типовой программы обследования указанных элементов выше проточного тракта, регламентирующей объём, порядок их контроля, оценку технического состояния и назначения ремонтно-восстановительных работ.

реализации Объектом для разработки И программы обследования выбрана Новосибирская ГЭС. Разрез гидроагрегата представлен на рис. 1.

На осушенных гидроагрегатах № 1–№ 7, начиная с 2010 г. и по 2013 г., были проведены обследования заклалных частей.

Первая турбина была пущена в 1957 г., а уже в 1959 г. введен в работу последний седьмой агрегат. Более чем за 50 лет эксплуатации станции ее оборудование значительно устарело. Модернизация ГЭС проходит в два этапа. Первый – это поставка и установка турбины без замены генератора, в результате чего мощность агрегата возрастет с 67 до 72 МВт. На втором этапе после реконструкции генератора проектная мощность турбины увеличится до 82 МВт.

Технические характеристики гидроагрегатов Новосибирской ГЭС приведены в табл. 1.

Объем работ по реконструкции турбины включает замену поворотно-лопастного рабочего колеса типа «Kaplan» диаметром восемь метров, деталей направляющего аппарата, вала турбины, подшипников, крепежа и других позиций, а также использование существующих узлов турбины, в частности: колонн статора, облицовки спиральной камеры и конуса отсасывающей трубы. Полный срок эксплуатации после реконструкции – не менее 40 лет.

© С. В. Артемова, В. Н. Зархина, Н. А. Ильичева, 2015



Рис. 1 – Разрез гидроагрегата Новосибирской ГЭС

Таблица 1 – Технические характеристики гидроагрегатов Новосибирской ГЭС

		До модернизации	1 этап	2 этап	
Тип турбины	800				
Диаметр рабочего ко	леса <i>D</i> , мм	8000			
Число лопастей, шт		4 5 5			
	– максимальный H _{max}	19,8	20,4	20,4	
Напор, м	– расчетный <i>H</i> _р	15,8	17,0	20,0	
	– минимальный <i>H</i> _{min}	11,5	11,6	11,6	
Номинальная мощность $N_{\text{ном}}$ при H_{p} , MBT		66,5	72,0	82,0	
Номинальная частот	а вращения <i>n</i> _н , мин ⁻¹	62,5	62,5	68,2	

Результаты исследований. Для продления срока эксплуатации использующихся узлов гидротурбины необходимо провести оценку их технического состояния.

Для этого отделом прочности СКБ «ТГМ» ОАО «Турбоатом» была разработана программа натурного обследования закладных частей гидротурбины.

Программа обследования закладных частей турбины.

1. Изучение имеющейся информации об эксплуатационных характеристиках гидроагрегатов и ремонтно-восстановительных работах, проведенных на гидроагрегатах за период эксплуатации. Для анализа И классификации режимов работы агрегата И определения соответствующего времени наработки, выявления характера имевших место повреждений закладных частей, а также способов их устранения и прочих факторов, влияющих на надежность, необходимо собрать следующую информацию:

1.1. Данные эксплуатационных показателей агрегата за все годы эксплуатации.

1.2. Ведомости параметров технического состояния гидроагрегатов до и после капитального ремонта по годам.

1.3. Сведения о технологии ремонтов закладных частей и применяемых при ремонтах материалов.

2. Обследование колонн статора.

2.1. Визуальный контроль механических повреждений поверхности.

2.2. Визуальный контроль поверхности 100 % с применением лупы (×10) в следующем объеме:

- наличие коррозии (место, площадь, глубина);

- степень гидроэрозионных разрушений (место, площадь, глубина);

- наличие трещин (место расположения, характер

распространения, размер).

2.3. Составление паспорта выявленных повреждений индивидуально для каждой колонны.

3. Обследование верхней и нижней облицовок спиральной камеры.

3.1. Визуальный контроль 100 %.

3.2. Составление паспорта выявленных повреждений.

4. Обследование облицовок конуса отсасывающей трубы.

4.1. Визуальный контроль 100 %.

4.2. Составление паспорта выявленных повреждений.

При реализации программы по данным, предоставленным специалистами ГЭС, были изучены особенности эксплуатации гидроагрегатов Новосибирской ГЭС до 2012 г. Результаты приведены в табл. 2.

На каждом из семи гидроагрегатов были проведены обследования колонн статора и облицовок,

выявлен индивидуальный характер и степень их повреждений, выполнено обобщение типовых дефектов, образовавшихся в процессе эксплуатации.

В результате первичного осмотра поверхностей колонн статора с использованием лупы установлено, что вся поверхность металла колонн охвачена сплошной коррозией, что характерно для углеродистых сталей [5], из которых изготовлены колонны статора (сталь 25Л), облицовка спиральной камеры и конуса отсасывающей трубы (сталь Ст.3).

Видны изменения макрорельефа колонн, которые свидетельствуют о том, что наряду с коррозионными повреждениями поверхность колонн статора подвержена также эрозионному износу [6].

Также установлено, что колоны работают с набором следующих дефектов: неровности входных и выходных кромок колонн статора, наличие трещиноподобных разрушений в местах сварных шов и околшовных зон заглушек колонн, ямы на колоннах.

Г. <i>С</i>) T	T	TT		FDO
I аолица	2-2	цанные	Новосиои	рскои	ТЭC

Гилпо			В работе		Artupuag		В ремонте,	
т идро- агрегат	Дата ввода в		реж	СИМ	выработка	R necense u		
urperur	эксплуатацию	всего, ч	генераторный, ч	СК, ч	тыс.кВт.час	D pesepbe, 1	Ч	
<u>№</u> 2	28.12.1957	325 541,7	301 797,6	23 744,1	14 853 145,4	56 959,3	39 189,2	
N <u>∘</u> 3	15.04.1958	322 560,2	292 147,1	30 413,1	14 322 641,1	59 530,0	45 247,6	
<u>№</u> 4	14.08.1958	349 693,3	323 908,9	25 784,4	15 672 019,6	22 194,9	68 869,8	
<u>№</u> 5	07.11.1958	314 634,1	287 565,9	27 068,2	14 315 260,4	54 147,4	42 188,1	
№6	27.03.1959	307 106,2	274 195,9	32 910,3	13 649 680,9	58 295,9	52 515,4	
№ 7	31.03.1959	290 737,4	254 876,2	35 861,2	12 886 621,4	73 817,2	47 801,8	

Для облицовок наиболее типичными дефектами являются сквозные отверстия облицовок и наличие пустот под облицовками.

На основании результатов обследования для каждого гидроагрегата были выданы следующие рекомендации об объеме дальнейших исследований и ремонтно-восстановительных работ:

общие для колонн и облицовок

- выполнить очистку от ржавчины до чистого металла методом опескоструивания;

выполнить визуальный контроль поверхностей;

- провести замер толщин облицовок и толщин стенок колонн, составить формуляр замера толщин;

- выявленные места разрушений восстановить с помощью наплавки электродами с последующей проверкой геометрии по шаблону;

- по результатам контроля поверхностей выполнить дополнительный контроль отдельных участков, где обнаружено значительное утонение стенок или обнаружены трещинопобные дефекты, методом магнитопорошкового контроля или другим аналогичным методом. При обнаружении трещин выполнить их разделку до чистого металла с последующим контролем на полноту удаления. Места разделки заварить электродами. Качество заварки контролировать методом цветной дефектоскопии; после завершения ремонтно-восстановительных работ провести покраску антикоррозионным покрытием;

дополнительные для колонн статора

 выполнить 100 % контроль сварных швов приварки колонн и околошовных зон шириной 50 мм методом цветной дефектоскопии или другим аналогичным методом;

- произвести замер твердости колонн на участках, подготовленных под замер толщин и в пяти точках по высоте входной кромки, а также сварного шва и околошовной зоны;

 произвести замену заглушек на колоннах статора. Сварные швы заварки заглушек проверить методом цветной дефектоскопии.

дополнительные для облицовок спиральной камеры и облицовок конуса отсасывающей трубы:

 выполнить зачистку до чистого металла всех сварных швов облицовок с последующим контролем методом цветной дефектоскопии или магнитопорошковой дефектоскопии;

 произвести обследование облицовок спиральной камеры, кольца статора и облицовки конуса отсасывающей трубы на предмет выявления пустот;

- устранить выявленные пустоты за облицовками инъекцией жидкого бетона.

Выводы: 1. Специалистами ПАО «Турбоатом» была разработана программа натурного обследования закладных частей гидротурбины, не вошедших в нормативный документ [4], которая реализована на гидроагрегатах № 1–№ 7 Новосибирской ГЭС.

2. Ha основании реализации программы обобщены типовые дефекты, с которыми гидроагрегаты работают на данный момент, предложена шкала лля их классификации и разработаны рекоменлации 0 лальнейших исследованиях и ремонтно-восстановительных работах.

3. В результате выполненных работ получены данные для проведения теоретических исследований, на основании которых было разрешено продлить срок эксплуатации исследуемых деталей при условии отклонения толщины профиля колонн статора не более 6 мм и выполнения в полном объёме рекомендуемых ремонтно-восстановительных работ как на данном этапе, так и во время каждого последующего капитального ремонта.

Список литературы: 1. Зеленская О. Н. Анализ динамических характеристик тонкостенных элементов проточного тракта гидротурбин / О. Н. Зеленская, Т. Ф. Медведовская, Е. В. Еселева // Пробл. машиностроения. – 2003. – Т. 6, № 2. – С. 121–130. 2. Медведовская Т. Ф. Разработка рациональной конструкции крышки гидротурбины при модернизации высоконапорной ГЭС / Т. Ф. Медведовская, О. Н. Зеленская, А. В. Линник [и др.] // Надійність і довговічність машин і споруд. – 2011. – Вип. 34. –

С. 139-147. З. Веремеенко И. С. Комплексный экспериментальнотеоретический анализ ресурса закладных частей гидротурбины / И. С. Веремеенко, Б. Я. Кантор, Т. Ф. Медведовская [и др.] // Пробл. машиностроения. - 2000. - Т. 3, № 1-2. - С. 16-28. 4. Кантор Б. Я. Розрахунок залишкового ресурсу елементів проточної частини гідротурбін ГЕС та ГАЕС : методичні вказівки : нормативный документ / Б. Я. Кантор, О. О. Стрельникова, Т. Ф. Медведовська [и др.]. СОУ-Н МЕВ 40.1-21677681-51 : 2011 : утв. Міністерством енергетики та вугільної промисловості України: ввод в действие 07.07.11. - К. : Міністерство енергетики та вугільної промисловості України, 2011. – 76 с. **5.** Фомин В. В. Гидроэрозия металлов / В. В. Фомин. M. Машиностроение, 1977. - 288 с. 6. Урванцов Л. А. Эрозия и защита металлов / Л. А. Урванцов. - М. : Машиностроение, 1966. - 236 с.

Bibliography (transliterated): 1. Zelenskaja, O. N., T. F. Medvedovskaja and E. V. Eseleva. "Analiz dinamicheskih harakteristik tonkostennyh jelementov protochnogo trakta gidroturbin." mashinostroenija. No. 6.2. Probl. 2003. 121-130. Print. 2. Medvedovskaja, T. F., et al. "Razrabotka racional'noj konstrukcii kryshki gidroturbiny pri modernizacii vysokonapornoj GjeS." Nadijnist' i dovgovichnist' mashin i sporud. No. 34. 2011. 139-147. Print. 3. Veremeenko, I. S., et al. "Kompleksnyj jeksperimental'no teoreticheskij analiz resursa zakladnyh chastej gidroturbiny." Probl. mashinostroenija. No. 3.1-2. 2000. 16-28. Print. 4. Kantor, B. Ja., et al. Rozrahunok zalishkovogo resursu elementiv protochnoï chastini gidroturbin GES ta GAES. SOU-N MEV 40.1-21677681-51. Kyiv : Ministerstvo energetiki ta vugil'noï promislovosti Ukraïni, 2011. 5. Fomin, V. V. Gidrojerozija metallov. Moscow : Mashinostroenie, 1977. Print. 6. Urvancov, L. A. Jerozija i zashhita metallov. Moscow : Mashinostroenie, 1966. Print.

Поступила (received) 05.10.2015

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Артемова Светлана Витальевна – начальник ЦЗЛ, ПАО «Турбоатом», г. Харьков; тел.: (057) 349-26-72; e-mail: artemova@turboatom.com.ua.

Artomova Svitlana Vitalievna – Head of Central Factory Laboratory, PJSC Turboatom, Kharkov; tel.: (057) 349-26-72, e-mail: artemova@turboatom.com.ua.

Зархина Виктория Николаевна – инженер-конструктор конструкторского отдела прочностных расчетов, ПАО «Турбоатом», г. Харьков; тел.: (057) 349-23-89.

Zarkhina Viktoriia Nikolaevna – Design Engineer in Construction Department of Strength Calculation, PJSC Turboatom, Kharkov; tel.: (057) 349-23-89.

Ильичева Надежда Алексеевна – инженер-конструктор конструкторского отдела прочностных расчетов, ПАО «Турбоатом», г. Харьков; тел.: (057) 349-24-79.

Ilicheva Nadezhda Alekseevna – Design Engineer in Construction Department of Strength Calculation, PJSC Turboatom, Kharkov; tel.: (057) 349-24-79.

УДК 621.22

П. М. АНДРЕНКО, О. В. ДМИТРІЄНКО, М. С. СВИНАРЕНКО

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ УДОСКОНАЛЕНОГО ГАСИТЕЛЯ ПУЛЬСАЦІЙ ТИСКУ

Розроблено математичну модель удосконаленого гасителя пульсацій тиску з автоматичним підстроюванням параметрів у безрозмірних конструктивних параметрах. Описано особливості його конструктивного виконання та принцип роботи. Розраховані значення його коефіцієнта гасіння і критерії: узагальнений гашення пульсацій тиску та масогабаритний. Запропоновано використовувати для багатокритеріальної оптимізації конструктивних параметрів гасителя узагальнений критерій гашення пульсацій тиску у якості основного. Узагальнений критерій гашення пульсацій тиску і масогабаритний доцільно використовувати для порівняння показників технічного рівня гасителів різних типів.

Ключові слова: математична модель, гаситель пульсацій, коефіцієнт гасіння, безрозмірні параметри, оптимізація, критерії ефективності.

Вступ. Підвищення технічного рівня об'ємних гідроагрегатів (ГА) лежить в площині забезпечення їх окремих показників на високому науково-технічному рівні який відповідає сучасним світовим зразкам. Одним з таких показників є рівень шуму та вібрації, значення яких регламентовано відповідними ДСТУ. Одним з перспективних напрямків зменшення шуму ті вібрації в об'ємних ГА є застосування гідравлічних гасителі пульсацій тиску (ГПТ). Застосування ГПТ з автоматичним підстроюванням параметрів дозволяє підстроюватися до зміни тиску та витрати у ГА викликане спрацюванням виконавчих механізмів, що робить їх застосування більш ефективним. Стосовно ГПТ постають проблеми таких визначення раціональних конструктивних параметрів які забезпечать їх ефективне функціонування при незначних втратах тиску в ньому та малих масогабаритних показниках, встановленню впливу конструктивних параметрів ГПТ на його коефіцієнт гасіння. Розв'язання цих проблем базується на математичних моделях робочого процесу ГПТ які є підгрунтям для проведення його синтезу, багатокритеріальної оптимізації параметрів.

літературних джерел. Аналіз Методика розрахунку та проектування ГПТ наведена в роботі [1]. В ній зроблено класифікацію ГПТ, розглянуто велику кількість їх конструктивних та схемних рішень. числі в тому i 3 автоматичним підстроюванням параметрів, описані фізичні моделі їх робочих процесів. Однак наведена методика проектування ГПТ базується на емпіричних залежностях. Методика для визначення раціональних конструктивних параметрів ГПТ трудомістка. Крім цього, наведені математичні моделі робочого процесу ГПТ не повністю враховують характеристики робочої рідини (PP), робочі параметри ГА і втрати тиску в гасителі.

У статті [2] наведені конструктивні схеми та конструкції ГПТ, приклади їх використання в ГА машин. Визначені діапазони частот в яких відбувається ефективне гашення пульсацій тиску. Однак не встановлено впливу конструктивних параметрів ГПТ на його коефіцієнт гасіння, не розглядається ГПТ з автоматичним підстроюванням параметрів. Експериментальним дослідженням ГПТ з автоматичним підстроюванням параметрів присвячена стаття [3]. В ній проаналізовано вплив деяких конструктивних параметрів ГПТ на його коефіцієнт гасіння, однак невизначені раціональні конструктивні параметри гасителя, невстановлені втрати тису в ньому. В статті [4] наведена математична моделі робочого процесу ГПТ автоматичним 3 підстроюванням параметрів у складі ГА. Однак в ній не дано рекомендацій щодо вибору раціональних конструктивних параметрів ГПТ, не встановлено втрати тиску в них. Наведена математична модель ГПТ не прив'язана до основного конструктивного параметру гідроапаратів – діаметра умовного проходу.

Визначенню раціональних конструктивних параметрів ГПТ з автоматичним підстроюванням параметрів шляхом багатокритеріальної оптимізації параметрів на базі удосконаленої математичної моделі робочого процесу присвячена стаття [5]. В математичній моделі враховували характеристики РР, а саме температуру, газовміст, тиск в ГА. Оптимізація конструктивних параметрів в ній проводилась за критеріями коефіцієнта гасіння пульсацій тиску, середнім значенням циклічної міцності пружного елемента та величини оберненої масі гасителя які максимізували. Втрати тиску в гасителі розглядались функціональні обмеження. як Олнак отримані результати не прив'язані ло основного конструктивного параметра гідравлічних апаратів і пристроїв - діаметра умовного проходу, а критерії за якими проводилися оптимізація не в повній мірі дозволяють проводити порівняння ГПТ різних типів.

Проведений нами аналіз конструктивних рішень ГПТ з автоматичним підстроюванням параметрів дозволило запропонувати нове його конструктивне рішення [6], у якому за рахунок нового конструктивного виконання проточних порожнин, регульованих гідравлічних опорів, забезпечується високий коефіцієнт гасіння пульсацій тиску у широкому діапазоні зміни витрати і тиску в ГА та підстроювання до їх зміни.

Сучасна методика розрахунку та проектування ГПТ, в тому числі і з автоматичним підстроюванням параметрів, наведена у роботі [7]. Однак в ній не розглянуто удосконалений ГПТ з автоматичним підстроюванням параметрів. Наведені математичні моделі ГПТ не прив'язані до основного конструктивного параметра гідравлічних апаратів –

© П. М. Андренко, О. В. Дмитрієнко, М. С. Свинаренко, 2015

діаметра умовного проходу, не встановлено втрати тиску в них та малогабаритні показники. В статті [8] врахування втрати тиску в ГПТ різних типів пропанується за узагальненим критерієм гашення пульсацій тиску, який крім ступеня гашення амплітуди вхідних пульсацій тиску PP, враховує гідравлічні втрати тиску в ньому, а масу за масогабаритним критерієм.

За аналітичним оглядом літературних джерел, проведеному нами, встановлено, що математична молепь удосконаленого ГПТ з автоматичним підстроюванням параметрів не розглядалась, отже її розробка є актуальним науковим завданням, вирішення якого дозволить підвищити точність визначення робочих характеристик такого ГПТ та є підґрунтям для його синтезу. Крім того актуальним є завдання визначення його узагальненого критерію гашення пульсацій тиску та малогабаритного. Метою даної статті є розробка математичної моделі робочого процесу удосконаленого ГПТ з автоматичним підстроюванням параметрів та визначення його критеріїв: узагальненого та малогабаритного.

Математична модель ГПТ з автоматичним підстроюванням параметрів. Зменшення пульсацій тиску на виході з такого ГПТ, рис. 1, [6], досягається за рахунок одночасного прояву акумулюючих властивостей проточних порожнин 2, 5, 14, 16 і інерційних властивостей коротких звужених патрубків 10 та регульованих опорів, утворених кільцевими щілинами між гофрами розташованими з боку основи сильфонів 6 і 13 та кільцями 7 та 12. Крім того, при пульсуючій течії РР в проточних порожнинах 2 і 16 ГПТ і з'єднуючих їх регульованих опорів утворених кільцевими щілинами між гофрами розташованими з боку основи сильфонів 6 і 13 та кільцями 7 та 12, виникає інерційний перепад тисків, що змінюється за періодичним законом. Під дією цього перепаду тисків коливаються сильфони 6 і 13, генеруючи за рахунок свого руху витрату, що змінюється також за періодичним законом. Тому що проточні порожнини 2 і 16 із регульованими опорами, утвореними кільцевими щілинами між першими гофрами сильфонів 6 і 13 та кільцями 7 та 12. мають інерційний опір, а сильфони 6 і 13 – пружній, їхнє паралельне з'єднання являє коливальний контур, у якому змінна складова витрати, через центральну трубку 4, як з одної стороні, так із другої, зрушені стосовно витрати, що генерується, за рахунок руху сильфонів 6 і 13, на 180°. В області частот, близьких до резонансної частоти контуру, обидві складові витрати стають рівними, і величина змінної витрати за ГПТ дорівнює нулю, тобто він має нескінченно великий акустичний опір. Постійна складова витрати РР проходить через проточні порожнини 2, 5, 14 і 16, регульовані опори, утворених кільцевими щілинами між першими гофрами сильфонів 6 і 13 та кільцями 7 та 12, патрубки 10 в вихідний патрубок 15. При зміні чи величини тиску в ГА, чи амплітуди його пульсацій, що пов'язане зі зміною навантаження в ГА, або миттєвому збільшенню нерозчиненого повітря у РР, надходить до насосу, відбувається зміна яка жорсткості сильфонів 6, 13 за рахунок його забезпечує перемішення. шо автоматичне підстроювання коливального контуру (центральна труба 4 – сильфони 6, 13) до змінних параметрів ГА.



Рис. 1 – Схема удосконаленого гасителя пульсацій тиску: 1 – корпус; 2, 5, 14, 16 – проточні порожнини; 3 і 15 – вхідний і вихідний патрубки відповідно; 4 – центральна труба; 6, 13 – сильфони; 7, 12 – кільця; 8, 11 – отвори; 9 – короткі внутрішні патрубки; 10 – перегородка

В основі математичної моделі робочого процесу такого ГПТ у відносних геометричних параметрах (по відношенню до діаметра умовного проходу), лежить зосередження параметрів за Т- і Г-подібними схемами, та врахування газовмісту РР, її температури, змінність в часі густини, коефіцієнтів витрат, відносного індуктивного і активного опорів каналів. Вона складається з рівнянь:

– руху РР в каналі 3 (9):

$$\frac{d \ q_{1(6)}(t)}{d \ t} = \frac{1}{\overline{L}_{1(6)}(t)} \left[p_{1(5)}(t) - p_{2(6)}(t) \right] - \frac{\overline{R}_{1(6)}(t)}{\overline{L}_{1(6)}(t)} q_{1(6)}(t),
\frac{d \ p_{2(6)}(t)}{d \ t} = \frac{1}{\overline{C}_{1(6)}} q_{11(61)}(t) = \frac{1}{\overline{C}_{1(6)}} \left[q_{1(6)}(t) - q_{12(62)}(t) \right],$$
(1)

$$\frac{d q_{12(62)}(t)}{d t} = \frac{1}{\overline{L}_{1(6)}(t)} \Big[p_{2(6)}(t) - p_{3(7)}(t) \Big] - \frac{\overline{R}_{1(6)}(t)}{\overline{L}_{1(6)}(t)} q_{12(62)}(t) \Big]$$

де $q_{11(61)}(t)$ і $q_{12(62)}(t)$ – відповідно витрата обумовлена стисканням РР у 3 каналі (9 звуженому патрубку) і на його виході;

- зміни тиску в камерах зі змінним об'ємом 2 (16):

$$\frac{dp_{3(7)}(t)}{d t} = \left[q_{12(16)}(t) - q_{3(9)}(t)\right] \frac{E}{\overline{W}(t)_{2(16)}},$$
(2)

де $\overline{W}(t)_{2(16)}$ – відносний об'єм камери;

- зміни відносного об'єму камери 2 (16):

$$\overline{W}(t)_{2(16)} = \pi \ \overline{d}_4^2 (\overline{l}_3 - \overline{l}_1) / 4 - \overline{W}(t)_{Cl(C2)}, \tag{3}$$

де $\overline{W}(t)_{Cl(C2)}$ – змінний, під дією пульсуючого тиску, відносний об'єм камери сильфона, який розраховують за залежністю:

$$\overline{W}(t)_{Cl(C2)} = \pi \ \overline{d}_{C}^{2} \left[\overline{l}_{C} - \overline{l}_{lp3(9)}(t) \right] / 4,$$

$$\overline{l}_{lp3(9)}(t) = \begin{cases} \pi \ \overline{d}_{C}^{2} p_{3(9)}(t) / 4c_{C\Sigma}, \text{ при } \pi \ \overline{d}_{C}^{2} p_{3(9)}(t) / 4c_{C\Sigma} < \overline{l}_{lmax}, \\ \overline{l}_{lmax}, \text{ при } \pi \ \overline{d}_{C}^{2} p_{3(9)}(t) / 4c_{C\Sigma} \ge \overline{l}_{lmax} \end{cases};$$

 витрати через щілину між гофрами розташованими з боку основи сильфона 6 (13) та кільцем 7 (12):

$$q_{4(9)}(t) = \frac{1.75\pi \left[\left(\overline{d}_{7(12)} + \overline{d}_{C} \right) / 2 \right] \left[\left(\overline{d}_{7(12)} - \overline{d}_{C} \right) / 2 \right]^{3}}{2\mu \overline{d}_{u}} \Delta p_{4(9)}(t), (4)$$

де 1,75 – коефіцієнт який враховує концентричність зазору;

 $\bar{d}_{7(12)}$ – відносний внутрішній діаметр кільця 7 (12);

 $\Delta p_{4(9)}$ – перепад тиску на щілині;

 μ – коефіцієнт динамічної в'язкості PP;

 $\bar{l}_{\rm m}$ – відносна довжина щілини між гофрами розташованими з боку основи сильфона 6 (13) та кільцем 7 (12);

– витрати через отвори 8 (11):

$$(1/4) q_{4(7)}(t) = \mu(\text{Re})\overline{A}_{o} \sqrt{2[p_{4(7)}(t) - p_{5(8)}(t)] / \rho_{4(7)}(t)} ; (5)$$

- зміни тиску в камері 5 (14):

$$\frac{dp_{5(14)}(t)}{dt} = \left[q_{4(62)}(t) - q_{5(7)}(t)\right] \frac{E}{\overline{W}_{5(14)}},\qquad(6)$$

де $\overline{W}_{5(14)}$ – відносний об'єм камери,

$$\overline{W_5} = \pi \left(\overline{d_1}^2 - \overline{d_4}^2 \right) \left(\overline{l_3} - \overline{l_1} \right) / 4 - \pi \ \overline{d_9}^2 \overline{l_2} ;$$

$$\overline{W_{14}} = \pi \left(\overline{d_1}^2 - \overline{d_4}^2 \right) \left(\overline{l_3} - \overline{l_1} \right) / 4 ;$$

- нерозривності:

$$q_{5(8)}(t) = q_{6(7)}(t)/4;$$
 (7)

– руху РР у вихідному каналі 15:

$$\frac{d q_{9}(t)}{d t} = \frac{1}{\overline{L}_{10}(t)} \left[p_{9}(t) - p_{10}(t) \right] - \frac{\overline{R}_{10}(t)}{\overline{L}_{10}(t)} q_{9}(t),$$

$$\frac{d p_{10}(t)}{d t} = \frac{1}{\overline{C}_{10}} q_{101}(t) = \frac{1}{\overline{C}_{10}} \left[q_{9}(t) - q_{10}(t) \right]$$
(8)

Рівняння (1) – (8) доповнюють обмеженнями:

$$p_i(t) \ge p_{\text{nap}}, \ \overline{l}_{\text{lmax}} \le n_{\text{C}}(\overline{t}_{\text{C}} - 2\overline{\delta}_{\text{C}}),$$

де $p_{\text{пар}}$ – тиск насичених парів PP;

 $\overline{d}_{\rm C}$ – відносний діаметр сильфона;

 $\bar{l}_{\rm C}$ – відносна довжина сильфона;

 $\bar{l}_{1p3}(t)$, $\bar{l}_{1p9}(t)$ і \bar{l}_{1max} — відповідно відносні переміщення сильфона під дією тиску p_3 , тиску p_9 і максимальне;

 $c_{\text{C}\Sigma}$ – жорсткість сильфона по тиску;

 $\bar{t}_{\rm C}$ – відносний крок гофра сильфона;

 $\delta_{\rm C}$ і $n_{\rm C}$ – відповідно відносна товщина стінки і кількість робочих гофрів сильфона.

Зауважимо, що при використанні в якості пружних елементів сильфонів, які працюють разом із гвинтовою циліндричною пружиною або двох сильфонів $c_{C\Sigma}$ визначається як їх сумарна жорсткість.

У рівняннях (1)–(8) величини $\overline{L}_{10}(t) = \rho_{10}(t) \overline{l}_{10} / \overline{A}_{10}$ і $\overline{L}_{1(6)}(t) = \rho_{1(6)}(t) \overline{l}_{1(6)} / 2\overline{A}_{1(6)}$ – відіграють роль відносного індуктивного опору 10-го і 1 (6)-го каналів; величини $\overline{R}_{10}(t) = \frac{8v_t \rho_{10}(t) \overline{l}_{10}}{A_{10} \overline{r}_{10}^2}$ і

 $\overline{R}_{1(6)}(t) = \frac{8\nu_t \rho_{1(6)}(t) \overline{l}_{1(6)}}{2\overline{A}_{1(6)}\overline{r}_{1(6)}^2} -$ роль відносного

активного опору 10-го і 1 (6)-го каналів; величини $\overline{C}_i = \overline{A}_i \overline{l}_i / E$ – роль відносної ємності *i*-го каналу, де $\overline{l}_i = l_i / d_y$. Крім того, позначено: \overline{r}_i – відносний радіус перетину *i*-го каналу, $\overline{r}_i = r_i / d_y$; \overline{d}_C – відносний середній діаметр сильфона; $\mu(\text{Re})$ і \overline{A}_0 – відповідно коефіцієнт витрати і відносна площа отвору; v_i – кінематичний коефіцієнт в'язкості РР; \overline{A}_i і \overline{r}_0 – відповідно відносні площа і радіус каналу (трубопроводу), $\overline{A}_i = \overline{m_i^2}$; E – приведений модуль пружності РР, який розраховували з урахуванням вмісту повітря та товщини стінки трубопроводу (каналу).

Критерії ефективності ГПТ. Для оцінки ГПТ використовували наступні критерії [8]:

• узагальнений критерій гашення пульсацій тиску, який крім ступеня гашення амплітуди вхідних пульсацій тиску РР, враховує гідравлічні втрати тиску в ньому:

$$K_{\rm o} = k_{\rm r} \left(1 - \Delta p_{\rm cep} / p_{\rm BX \, cep} \right), \tag{9}$$

де $k_{\rm r} = a_{p\,{\rm BX}} / a_{p\,{\rm BHX}}$; $a_{p\,{\rm BX}}$, $a_{p\,{\rm BHX}}$ – відповідно амплітуда пульсацій тиску на вході і виході гасителя;

Δ*p*_{сер} і *p*_{вх сер} – відповідно середнє за період коливання РР втрати тиску в ГПТ і тиск на його вході; • масогабаритний критерій:

$$K_{\rm mV} = (m_{\rm rp} V_{\rm rp}) / (m_{\rm r} V_{\rm r}),$$
 (10)

де $m_{\rm rp}$ і $m_{\rm r}$ – відповідно маса трубопроводу одиничної довжини з діаметром умовного проходу гасителя і маса ГПТ;

 $V_{\rm rp}$ і $V_{\rm r}$ – відповідно об'єм трубопроводу одиничної довжини з діаметром умовного проходу гасителя і об'єм ГПТ.

Площу прохідних перерізів трубопроводів та каналів вибирали згідно з рекомендаціями наведеними у науково-технічній літературі залежно від допустимої швидкості рідини в них. При розрахунку втрат тиску в ГПТ приймали, що вони виконані з металевих труб круглого перетину однакової товщини. Нехтуванні Число початковою ділянкою. Рейнольдса розраховували за швидкістю сталого потоку, на який накладаються коливання. Втрати тиску в ГПТ розраховували за відомими з механіки рідини залежностями, наприклад роботи [9]. Використовували значення квазістаціонарних коефіцієнтів місцевих опорів які, як відмічено в роботі [10] забезпечують достатню для практичних розрахунків точність.

Розрахункові дослідження. Ϊx проводили розглядаючи ГПТ у складі об'ємного ГА. Вважали, що тиск зливу в ГА дорівнює атмосферному. РР – масло ІГП – 30 при температурі 50°С. За базові параметри ГПТ приймали такі як наведені в роботі [7]. За математичними моделями робочого процесу ГПТ, в пакеті прикладних програм, визначали коефіцієнт Задавалися початковими і граничними гасіння. умовами: опір ГА задавали за допомогою дроселя, встановленого на виході гасителя (діаметр дроселя становив $4, 2 \cdot 10^{-3}$ м), знаходили $p_1(0) = p_1(T)$, $p_1(0,t) = p_1(t)$, де T – період повторення циклу коливань. Пульсації витрати з виходу об'ємного насоса, які моделювали напівсинусоїдами, як найбільш наближеними до реальних пульсацій, становила 5 % від її усталеного значення, а частота – $f = 250 \ \Gamma$ ц.

За результатами математичного моделювання робочих процесів у ГПТ з осцилограм пульсацій тиску знаходили амплітуди їх пульсацій і визначали

коефіцієнт гасіння залежно від відносних його конструктивних параметрів. Установлено, що частота пульсацій тиску на виході з об'ємного насосу суттєво впливає на коефіцієнт гасіння ГПТ, її збільшення призводить до збільшення коефіцієнта гасіння. Зміна температури РР у робочому діапазоні на коефіцієнт гасіння ГПТ практично не впливає. Зауважимо, що при роботі ГА температурний режим РР вибирають таким чином, шоб він був постійним. Коефіцієнт гасіння для заданої частоти пульсацій тиску та безрозмірних розмірів удосконаленого ГПТ становив 1,95, що на 0,15 більше ніж у базового. Зазначимо, що зміна температурного режиму РР у ГА відбувається тільки на початкових стадіях його роботи і в даній роботі не розглядалась.

При розрахунку критеріїв за формулами (9) та (10), приймали, що середнє значення тиску на виході з об'ємного насоса становить 16 МПа, а середня витрата в ГА, залежно від діаметра умовного проходу ГПТ, визначається з табл. 1, де також наведено результати розрахунків. Розрахунки проводили для відносних (відносно d_y) параметрів ГПТ.

Таблиця 1 – Значення K_{o} та K_{mV} залежно від d_{v} (q_{cep})

<i>d</i> _у *, мм	6 (0,6)	10 (1,0)	16 (1,6)	20 (2,0)	32 (3,2)	
$q_{ m cep}$, л/хв	12,5	32,0	100,0	160,0	250,0	
K _o	1,89	1,89	1,89	1,89	1,89	
$K_{\rm mV} \cdot 10^2$	1,70	0,914	0,402	0,245	0,152	
*В дужках наведені відносні діаметри умовного проходу ГПТ						

За результатами розрахунків встановлено, що узагальнений критерій гашення пульсацій тиску К., визначений для ГПТ у відносних параметрах, є величиною постійною. Це пояснюється подібністю течії РР в проточній частині ГПТ при збережені його відносних розмірів. Його доцільно використовувати як основний критерій при проведені багатокритеріальної оптимізації конструктивних параметрів ГПТ, а у якості варійованих параметрів слід використовувати абсолютні значення геометричних розмірів. Масогабаритний критерій – K_{mv} залежить тільки від конструктивних параметрів ГПТ і з збільшенням d_y зменшується. Його доцільно використовувати як один з критеріїв при проведені багатокритеріальної оптимізації ГПТ. Запропоновані критерії також доцільно використовувати для порівняння показників технічного рівня ГПТ різних типів.

Висновки. Запропоновано узагальнену математичну модель удосконаленого гасителя пульсацій тиску з автоматичним підстроюванням параметрів у безрозмірних конструктивних параметрах яка є базою для його синтезу та оптимізації конструктивних параметрів. Встановлено, що його коефіцієнт гасіння, визначений для ГПТ у

відносних параметрах, більший ніж у базового та на його значення суттєвий вплив має частота пульсацій на виході з насоса.

Запропоновано як основний критерій при проведені багатокритеріальної оптимізації конструктивних параметрів ГПТ використовувати узагальнений критерій гашення пульсацій тиску. Узагальнений критерій гашення пульсацій тиску та малогабаритний, визначений для ГПТ у відносних параметрах, доцільно використовувати для порівняння показників технічного рівня ГПТ різних типів.

Список літератури: 1. Шорин В. П. Устранение колебаний в В. П. Шорин. авиационных трубопроводах / Μ Машиностроение, 1980. - 156 с. 2. Tlumienie pulsacji w systemach hydraulicznych // Hydraulika i Pneumatyka, zeszyt 4/97. - P. 17-18. 3. Андренко П. М. Експериментальні дослідження гідравлічного гасителя пульсацій тиску з автоматичним підстроюванням параметрів / П. М. Андренко, М. С. Свинаренко // Східно-Свропейський журнал передових технологій. - Х. : - 2010. -№4/6 (46). – С. 45–51. 4. Андренко П. Математическая модель гидравлического гасителя пульсаций давления с автоматической подстройкой параметров / П. Андренко, М. Свинаренко // MOTROL : Commission of motorization and energetics in agriculture : Polish Academy of sciences. - Lublin. - 2009. - Vol. 11b. - P. 42-49. 5. Андренко П. М. Методика розрахунку та проектування гідравлічного гасителя пульсацій тиску у складі гідроагрегата / П. М. Андренко, О. В. Дмитріснко, М. С. Свинаренко // Вестник НТУ «ХПІ». – 2010. – № 54. – С. 4–9. 6. Гаситель пульсацій тиску рідини : патент України на корисну модель : UA 83801 МПК F16L55/04 / Андренко П. М., Свинаренко М. С. Власники: Андренко П. М., Свинаренко M. C.; заявл. 26.04.2013: опубл. 25.09.2013, Бюл. №18. 7. Андренко П. М. Гасителі пульсацій тиску об'ємних гідроагрегатів: Монографія / П. М. Андренко, О. В. Дмитрієнко, М. С. Свинаренко – Х.: HTMT, 2012. – 160 с. 8. Андренко П. М. Визначення раціональних конструктивних

параметрів пасивних гасителів пульсацій тиску / П. М. Андренко, О. В. Дмитрієнко, Ю. Ю. Богус // Промислова гідравліка і пневматика. – Вінниця : ВДАУ, 2014 – № 1 (43). – С. 83–89. 9. Атицуль А. Д. Гидравлика и аэродинамика. Основы механики жидкости : учеб. пособ. / А. Д. Атицуль, П. Г. Киселев. – М. : Стройиздат, 1975. – 323 с. 10. Попов Д. Н. Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем : учебник для вузов. – 2-е изд. / Д. Н. Попов. – М. : Машиностроение, 1987. – 464 с.

Bibliography (transliterated): 1. Shorin, V. P. Ustranenie kolebanij v aviacionnyh truboprovodah. Moscow : Mashinostroenie, 1980. Print. 2. "Tlumienie pulsacji w systemach hydraulicznych." Hydraulika i Pneumatyka. No. 4/97. 17-18. Print. 3. Andrenko, P. M., and "Eksperimental'ni doslidzhennja gidravlichnogo M. S. Svinarenko. gasitelja pul'sacij tisku z avtomatichnim pidstrojuvannjam parametriv. Shidno-Evropejs'kij zhurnal peredovih tehnologij. Kharkiv, 2010. No. 4/6 (46). 45-51. Print. 4. Andrenko, P., and M. Svinarenko "Matematicheskaja model' gidravlicheskogo gasitelja pul'sacij davlenija s avtomaticheskoj podstrojkoj parametrov." MOTROL : Commission of motorization and energetics in agriculture. Lublin : Polish Academy of 2009. No. 11b. 42–49 Print 5. Andrenko P M sciences O. V. Dmitrienko and M. S. Svinarenko."Metodika rozrahunku ta proektuvannja gidravlichnogo gasitelja pul'sacij tisku u skladi gidroagregata." Vestn. NTU "KhPI". No. 54. 2010. 4-9. Print. 6. Andrenko, P. M., and M. S. Svinarenko. Gasitel' pul'sacij tisku ridini. Ukraine Patent, UA 83801 (MPK F16L55/04). 25 September 2013. Print. 7. Andrenko, P. M., O. V. Dmitrienko and M. S. Svinarenko. Gasiteli pul'sacij tisku ob'emnih gidroagregativ. Kharkiv : NTMT, 2012. Print. 8. Andrenko, P. M., O. V. Dmitrienko and Ju. Ju. Bogus. "Viznachennja racional'nih konstruktivnih parametriv pasivnih gasiteliv pul'sacij tisku." Promislova gidravlika i pnevmatika. Vinnitsa : VDAU. No. 1(43). 2014. 83-89. Print. 9. Atshul', A. D., and P. G. Kiselev. Gidravlika i ajerodinamika. Osnovy mehaniki zhidkosti. Moscow : Strojizdat, 1975. Print. 10. Popov, D. N. Dinamika i regulirovanie gidroi pnevmosistem. Moscow : Mashinostroenie, 1987. Print.

Надійшла (received) 23.09.2015

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Андренко Павло Миколайович – доктор технічних наук, професор, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», професор кафедри «Гідропневмоавтоматика і гідропривод», м. Харків; тел.: (067) 103-88-83; e-mail: andrenko47@mail.ru.

Andrenko Pavlo Mykolayevich – Doctor of Technical Sciences, Full Professor, National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Professor at Department of Hydro-and-pneumatic and hydraulic drive, Kharkiv; tel.: (067) 103-88-83; e-mail: andrenko47@mail.ru.

Дмитрієнко Ольга Вячеславівна – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри «Гідравлічні машини»; м. Харків; тел.: (093) 501-22-79; е-mail: olga_dm@meta.ua.

Dmitrienko Olga Vyacheslavivna – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Docent, National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Associate Professor at Department of Hydraulic Machines, Kharkiv; tel.: (093) 501-22-79; e-mail: olga_dm@meta.ua.

Свинаренко Максим Сергійович – кандидат технічних наук, доцент, Харківський національний університет будівництва та архітектури, доцент кафедри «Теплогазопостачання, вентиляції та використання ТВЕР», м. Харків; тел.: (096) 455-08-30; е-mail: m_a_k_s_i_m@ua.fm.

Svinarenko Maksym Serhiyovych – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Docent, Kharkiv National University of Civil Engineering and Architecture, Associate Professor at Department of Heat and Gas Ventilation and the Use of TSER, Kharkiv; tel.: (096) 455-08-30; e-mail: $m_a k_s i_m @ua.fm$.

REVIEWS

ОГЛЯДИ

УДК 621.311.25

Д. И. КУХТИН, А. В. ЕФИМОВ, Т. В. ПОТАНИНА, Т. А. ГАРКУША

МАТЕМАТИЧЕСКИЕ МОДЕЛИ СИСТЕМ И ОБОРУДОВАНИЯ ЭНЕРГОБЛОКОВ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ ДЛЯ АВТОМАТИЗИРОВАННОГО УПРАВЛЕНИЯ РЕЖИМАМИ ИХ ЭКСПЛУАТАЦИИ

Рассмотрены математические модели парогенераторных и реакторных установок АЭС и их вспомогательного оборудования, паротурбинных установок АЭС и ТЭС, теплообменного оборудования систем регенерации, конденсации и теплофикации энергоблоков АЭС и ТЭС. Показана необходимость совершенствования математических моделей систем и оборудования энергоблоков электростанций для автоматизированного управления режимами их эксплуатации, что делает актуальными разработки и усовершенствование математического и алгоритмического обеспечения, которое отвечает за автоматизацию систем управления энергоблоков АЭС и ТЭС.

Ключевые слова: математическая модель, системы оборудования, автоматизированное управление, алгоритм, энергоблок, электростанция.

Введение: В области разработки математических моделей технологических процессов, происходящих в системах оборудовании энергоблоков и электростанций эксплуатации. во время ИХ различными авторами был создан целый ряд универсальных программ. Разработка таких моделей актуальна для создания систем автоматизированного управления режимами эксплуатации АЭС и ТЭС. Рассмотрим примеры моделей систем и оборудования энергоблоков, которые традиционно относят к основному оборудованию: парогенерерующих установок (котел, парогенератор, реактор), турбоустановок, систем регенерации, конденсации и теплофикации.

Основная часть: Математические модели парогенераторных и реакторных установок АЭС и их вспомогательного оборудования.

Для эффективного использования данных об эксплуатации парогенераторов АЭС с ВВЭР создан широкий спектр программных средств для сбора, хранения и анализа этих данных с целью систематизации всей возможной информации о режимах их работы.

Первая версия информационной системы «Парогенераторы АЭС», описанная в работе [1], разработана на основе опыта, полученного при созлании «Международной базы ланных по парогенераторам» (InterSG), разработанной в 2001 г. Главное отличие этой системы состоит в выделении в ней отдельно проектируемого модуля, предназначенного для ввода, хранения и анализа данных вихретокового контроля. Базы данных, предназначенные для информации о контроле и ремонте, возможность лают хранения соответствующей графической числовой И информации.

Информационно-аналитическая система «Дефектность труб парогенераторов» [2] предназначена для решения задач систематизации данных о результатах вихретокового контроля труб поверхности теплообмена.

Для моделирования технологических процессов в парогенераторах широко применяются так называемые универсальные компьютерные коды (программы), а также коды, создаваемые для расчета отдельных параметров парогенератора и решения конкретных задач. Однако, необходимо отметить, что модели, построенные таким образом, не всегда обладают достаточной степенью адекватности из-за отсутствия, в ряде случаев, в кодах необходимых уравнений лля описания особенностей технологических процессов (например, импульсных колебаний гидравлических потоков в переходных режимах) и корреляций, неустойчивости в некоторых расчетного процесса и ограничений случаях расчетных мощностей [3]. В подобных случаях в модели вводятся упрощения, которые зачастую искажают результат. В связи с этим возникает необходимость разработки специальных кодов для расчета отдельных параметров и описания таких, например, специфических процессов, как распределение примесей воляном в объеме. естественная циркуляция в «невыгороженных» пучках поверхности теплообмена и других.

В работах [4, 5] для описания стационарных и нестационарных процессов в объеме второго контура горизонтального парогенератора для АЭС с ВВЭР используются специальные проблемноориентированные компьютерные коды, достаточно хорошо себя зарекомендовавшие.

Авторами работ [6–8] предложена математическая модель гидродинамики водяного объема парогенератора, которая учитывает неорганизованные контуры в процессе естественной циркуляции пароводяной смеси.

В модели, представленной в работе [9], теплогидравлические процессы в парогенераторе описываются с помощью применения методов теории механики однофазных и многофазных сред: вода и пар рассматриваются в данной модели как отдельные фазы, для которых формулируются законы сохранения массы, количества движения и энергии, дополненные замыкающими соотношениями. Трубная система парогенератора учтена в модели [9] за счет введения понятия пористости.

В работе [10] моделируется эксплуатационная ситуация существенного падения уровня воды в парогенераторе. Для решения данной проблемы

© Д. И. Кухтин, А. В. Ефимов, Т. В. Потанина, Т. А. Гаркуша, 2015

используется достаточно сложная модель, которая учитывает значительную неравномерность распределения параметров по объему парогенератора. Необходимо отметить, что широкому применению такого рода моделей для решения задач управления режимами работы и нагрузкой энергоблоков АЭС препятствует их громоздкость и большая требовательность к вычислительным ресурсам.

Разработанная в [11] математическая модель горизонтального парогенератора ПГВ-1000, включает в себя сопряжённую гидродинамическую задачу по первому и второму контурам с учётом тепловой связи через пакеты труб поверхности теплообмена. При этом первый контур рассмотрен в многоканальном 1D приближении с учётом гидравлической неравномерности расходов теплоносителя по расчётным группам теплообменных труб. Гидродинамика рабочего вещества (питательной воды и пара) в корпусе парогенератора представлена в 3D постановке на основе модели анизотропного пористого тела.

В работе [12] показаны результаты моделирования пространственного распределения параметров рабочего вещества второго контура в горизонтальном парогенераторе реакторной установки с ВВЭР-1000. Расчеты проведены с помощью компьютерного кода АТНLЕТ 2А с использованием в нем моделей для описания гидродинамического воздействия между параллельными каналами потоков и моделей теплообменных процессов, которые связывают первый и второй контур.

тепло-Для анализа И массообмена в парогенераторах горизонтального типа разработан также программный код STEG (steamgenerator) [13]. основе решения системы нестационарных Ha трехмерных уравнений механики многофазных сред выполняется расчет параметров пароводяной смеси в объеме второго контура. Специально разработанная программа ПГВ-2.1 позволяет определить поле теплового потока на поверхности теплообменных труб с учетом гидравлической неравномерности по ширине и высоте пучка труб. Для расчета паросодержаний и гидравлических сопротивлений при движении пароводяной смеси в пучке теплообменных труб в коде STEG предусмотрены эмпирические корреляции. Модель позволяет проводить тщательный анализ явлений во II контуре в стационарных условиях: расчетная схема содержит 54648 расчетных объемов, в которых реализуется разнонаправленное движение фаз. Кол STEG дает возможность осуществлять расчетно-аналитические исследования по оптимизации компоновки теплообменных труб, достаточно достоверно описывать основные явления, характерные для гидродинамики II контура. Вместе с тем, анализ результатов его идентификации показал, что требуется доработка кода и увеличение числа расчетных объемов для устранения несоответствия между модельными расчетами и экспериментальными исследованиями в некоторых локальных зонах опускных коридоров поверхности теплообмена

парогенератора.

Целый ряд работ [14–17] посвящен разработке методов и алгоритмов рационального контроля параметров парогенераторов, прогнозированию изменения параметров и управляющих воздействий парогенератора в различных режимах работы энергоблока, созданию математических моделей процессов, происходящих в парогенераторах.

Широкое применение в ядерной отрасли нашли также расчетные компьютерные коды, моделирующие теплогидравлические процессы в оборудовании реакторных установок АЭС. Создание трехмерных кодов представляет собой серьезную комплексную проблему, так как переход от одномерной версии к механического трехмерной путем увеличения размерности невозможен. В теплогидравлических кодах TRAC [18] и CATHARE [19] трехмерные модули были разработаны для моделирования крупномасштабных многомерных эффектов (например, ситуаций, связанных с авариями с большой течью), которые не всегда требуют весьма детальной трехмерной нодализации. Вместе с тем возникающие маломасштабные часто явления требуют именно трехмерного описания. Коды компонент TRAC, CATHARE, RELAP5 [20, 21], ATHLET [22, 23]осуществляют моделирование теплогидравлических процессов в активной зоне реакторов и в парогенераторах. Недостатком этих кодов с точки зрения применения автоматизированного управления режимами работы энергоблоков является высокая требовательность к затратам времени, и потому их потенциал не может использоваться рационально: моделируются конкретные элементы оборудования, которые важны для безопасности, а комплексное моделирование агрегатов проводится ограничено.

В работе [24] представлен компьютерный код КИТ (кол интегральный тяжелоаварийный), представляющий собой полномасштабную модель АЭС с ВВЭР. Модель включает модели реакторной установки и всех систем энергоблока и дополнена специальными моделями процессов деградации активной зоны реактора, поведения кориума в нижней и разрушения днища реактора. камере Код функционирует в рамках аналитического тренажера АЭС и имеет модульную структуру, что дает возможность улучшать и верифицировать отдельные модули. Основу КИТ составляют физико-химический программный комплекс СВЕЧА для активной зоны [25] и теплогидравлический программный комплекс БАГИРА [26-28].

В работах [29-32] разработан код КОРСАР (комплексный атомных реакторов), расчет использующий современные замыкающие соотношения, имеющий хороший уровень верифицированности. Ha основе этого кода планируется создание комплексной расчетной модели энергоблока АЭС с ВВЭР-1500 для обоснования создания систем контроля и управления.

Основной целью работы [33] является разработка

методов многокритериального параметрического синтеза интеллектуальных систем автоматического управления энергоблоков АЭС на основании оптимизации показателей качества систем генетическими алгоритмами.

В работе [34] исследуются особенности охлаждения расплавления кориума в контейнменте во время тяжелых аварий на АЭС для обоснования безопасности АЭС и построения пассивных систем защиты от тяжелых аварий в реакторах третьего и четвертого поколений.

Целью исследований в работе [35] является определение способов работы энергоблока в период продления рабочей кампании, удовлетворяющих определенным условиям:

• максимально возможной мощности и дополнительной выработки электроэнергии;

максимальной экономичности;

• максимальной маневренности и приёмистости;

• автоматизации ведения режимов работы оборудования и изменения структуры тепловой схемы.

Автором работы [36] была предложена математическая теплогидравлических модель процессов, которые происходят в пассивной системе защиты от тяжелых аварий при проникновении расплава температурных струй кориума к подреакторному бассейну с охладителем, который испаряется под действием потоков тепла от струи. Также в этой работе были исследованы явления распада струи на капли и их охлаждение, что позволяет установить закономерности теплогидравлических процессов в пассивной системе защиты, необходимые для конструирования новых и усовершенствования существующих систем безопасности АЭС.

Цели и задачи работы [37] заключаются в повышении безопасности эксплуатации АЭС путем разработки и исследования пассивных систем защиты от тяжелых аварий и определение таких параметров систем, которые при любом сценарии развития гарантированно обеспечат удержание топлива внутри контеймента.

Автор работы [38] ставит цель в решении научной проблемы усовершенствования методов повышения безопасности и эффективности эксплуатации АЭС на основе обобщенного рискориентированного подхода.

Целый ряд работ [39–47] посвящен разработке методов, алгоритмов и подходов к повышению безопасности и эффективности эксплуатации атомных станций, а также к созданию математических моделей оптимизации системы контроля концентрации борного раствора теплоносителя реакторных установок.

Математические модели паротурбинных установок АЭС и ТЭС.

В работе [48], одной из первых в СССР, был описан пакет программ, позволяющий моделировать

паротурбинных тепловые схемы установок, являющихся, как и реакторные и парогенераторные установки, одним из основных элементов энергоблоков AЭC, технологических схем И позволяющий оценивать их технико-экономическую эффективность. Расчет паротурбинной установки проводился либо при условии электрической мощности турбоустановки постоянной или постоянном расходе пара на турбину, либо при условии заданной тепловой нагрузки парогенератора. Если расход пара на турбину не был задан в исходных данных, он определялся в процессе расчета всей турбоустановки. Введенные «уровни» схемы производили кодировку элементов установки. Для определения параметров пара или воды в любом элементе схемы следовало задать уровень и номер расчетной точки. Характеристики оборудования учитывались в виде различных зависимостей.

Также в СССР одной из первых для энергоблоков АЭС была создана математическая модель ядерной технологических процессов теплоэнергетической установки [49], состоящая из моделей процессов парогенераторах, В турбоустановках и в системе «ЦНД – конденсатор». Из математического описания схемы процесса в этой модели были исключены вспомогательные элементы оборудования, характеристики которых практически не меняются при варьировании основных параметров турбоустановки (конденсатные и дренажные насосы. эжекторы. испарители И т.п.). Эта модель предназначалась только для сопоставительных расчетов параметров технологических схем ядерных энергетических установок, позволяющих решать частные задачи проектирования и эксплуатации. Кроме того, эта же модель не обладала структурной инвариантностью.

В 70-90 гг. XX века в ИПМаш НАН Украины был разработан метод имитационного моделирования теплоэнергетических установок ТЭС и АЭС [50]. Этот универсальный метод позволяет моделировать установки уровнем теплоэнергетические с детализации, принятом не только при проектировании, но и при эксплуатации. С его помощью охватывается круг задач, содержащих многие реальные состояния эксплуатируемого энергетического оборудования. Модели, реализующие этот метод. эффективны в системе «человеккомпьютер», обладают структурным и функциональным изоморфизмом и являются информационными аналогами турбоустановок ТЭС и АЭС. Такие модели позволяют решать задачи как комплексной технико-экономической оптимизации теплоэнергетических установок ТЭС и АЭС в целом, так и оптимизации параметров отдельных ее аппаратов. Модульная подсистем И структура организации таких моделей позволяет при необходимости использовать её отдельные части. Методические имитационного положения паротурбинную моделирования, описывающего установку [50-52], позволяют развивать подобные

модели дальше. С помощью этой модели, в частности, были проведены обширные исследования по структурно-параметрической оптимизации режимов работы и нагрузок оборудования паротурбинных установок АЭС и ТЭС [53, 54, 55].

В работе [56] описана математическая модель паровой турбины К-1000-1500/60 с различными типами регуляторов и представлены результаты синтеза регуляторов метолами векторной оптимизации. Для систем автоматического управления паровыми турбинами АЭС также актуальны задачи математического моделирования режимов работы и синтеза параметров регуляторов частоты вращения роторов турбин.

Нелинейная динамическая модель второго [57]. контура АЭС, представленная в работе объединяет модели главного парового коллектора, системы регулирования турбины, проточной части турбины, сепаратора и промежуточного перегревателя пара. конденсатора, системы регенеративного подогрева основного конденсата и питательной воды, деаэратора, питательных насосов и системы питания парогенераторов. В модели проточной части турбины приняты допущения, не учитывающие теплообмен с окружающей средой и изменений количеств теплоты, аккумулированной в элементах турбины.

В [58-60] изложен подход к построению комплексной динамической имитационной математической модели паротурбинной установки (ПТУ) в различных режимах ее работы. Модель имитирует в комплексе протекающие процессы, управляемые автоматикой и оператором. Математическая модель процесса расширения пара основывается на представлении проточной части турбины как последовательности паровых объемов, разделенных сопротивлениями, и учитывает тепловое состояние металла системы «статор-ротор». Для каждого парового объема рассчитываются параметры пара, а для каждого отсека - расход и средняя температура металла ротора и статора турбины. Модель абсолютных и относительных тепловых перемещений в системе «статор-ротор» цилиндров турбоустановки реализована на основе общих методов теории прочности и представления сложных геометрических элементов конструкций корпусов и роторов цилиндров эквивалентными стержнями и оболочками, а неравномерности распределения температур них представлены лействием в эквивалентной системы сил и моментов. Имитационная математическая модель изменения виброхарактеристик турбоагрегата во всех режимах его работы реализована на основе теории колебаний роторов лпя системы соединенных турбины, сопряженных с ротором генератора.

В ряде работ [61–63] авторы оценивают ресурс эксплуатации и показатели долговечности каналов тепловыделяющих сборок ядерных реакторов АЭС, а также теплообменных труб пароперегревателей паровых котлов ТЭС с учетом сплошной коррозии, причем рассматривают показатели долговечности теплообменных труб пароперегревателей паровых котлов ТЭС на основе континуальной модели коррозионного растрескивания.

Модель турбоустановки, представленная в работе [64], имеет модульную структуру, объединяет четыре взаимосвязанных модуля: «ступени турбины», «отбор пара», «сепараторы и регенеративные подогреватели», «стопорный клапан». Моделирование осуществлено с помощью разработанного авторами кода MMS.

В работах [65, 66] математическая модель и программный код расчета динамики технологических параметров второго контура включает собственно турбину, конденсатор, тракт регенеративного подогрева основного конденсата и питательной воды, систему главных паропроводов и пускосбросных устройств, а также систему управления входящим в эти тракты оборудованием и собственно турбиной. Для выполнения расчетов переходных режимов работы энергоблока в целом разработаны модель парогенератора и упрощенная модель реактора и четырех петель первого контура с главными циркуляционными насосами и системой управления реактором. Для расчета элементов тепловой схемы, которые описываются одними И теми же уравнениями, используется один расчетный модуль (программа). Каждый расчетный модуль имеет внешние связи с другими расчетными модулями. Модель дает возможность определять динамические характеристики оборудования энергоблока, выбирать настройки регуляторов, проверять функциональное состояние оборудования при различных возмущениях работе нормальной системы управления И энергоблоком.

В работе [67] авторами была поставлена и решена задача создания детальной модели энергоблока АЭС в доступном программном обеспечении. Модель разработана в интерфейсе MatlabSimulink. Кроме решения ряда задач, связанных с функционированием одной электростанции, модель позволяет анализировать взаимодействие нескольких АЭС, объединенных в энергосистему.

Математические модели теплообменного оборудования систем регенерации, конденсации и теплофикации энергоблоков АЭС и ТЭС.

В работе [68] создана модель и программа расчетов для системы автоматизированного проектирования группы подогревателей высокого давления (ПВД) системы регенерации АЭС и ТЭС. Разработан прикладных пакет программ теплогидродинамического расчета ПВД для ускорения проектирования и оперативной обработки результатов промышленных испытаний и наладки ПВД в реальных условиях эксплуатации. При гидродинамическом расчете за основу принят метод проектирования на базе типовых моделей. Вся номенклатура ПВД разбита на конечное число типов в соответствии с конструктивными особенностями зон охлаждения пара, конденсации пара и охлаждения конденсата, с каждым из которых связан набор расчетных эмпирических зависимостей. Кроме того,

предусмотрена возможность упрощения модели за счет пренебрежения потерями напора в раздающих и собирающих коллекторах. Эта же модель и программа расчетов может быть также применена для подогревателей сетевой воды теплофикационных установок энергоблоков.

Математические модели для расчета регенеративных и сетевых подогревателей [69, 70], разработанные на основе статистической обработки экспериментальных ланных. используют метод группового учета аргументов. Экспериментальные исследования режимов работы теплообменного оборудования энергоблоков, послужившие основой создания модели, показали, что не только на переменных, но и на всех стационарных режимах работы паротурбинных установок наблюдаются колебания параметров и расходов теплоносителей на входе в подогреватели. Такие математические модели и алгоритмы расчетов подогревателей, учитывающие реальные физические процессы в них, наряду с предоставляемой статистической информацией могут служить удобным инструментом для анализа их работы и надежности. К сожалению, в работе приводится анализ лишь одного из множества факторов, определяющих работоспособность надежность работы подогревателей.

работе [71] представлена методика В определения значений минимальных температурных недогревов в пологревателях. обеспечивающих минимум расчетных затрат по станции, для различных включения подогревателей. Приводятся схем эмпирические зависимости, графики и таблицы для выбора оптимальных недогревов и унифицированных поверхностей нагрева с точки зрения экономического эффекта. В программе, созданной для расчета тепловых схем паротурбинных установок, параметры, определяющие эффективность работы подогревателей и систем регенерации и теплофикации, не являются инвариантными при проведении теплогидравлических расчетов.

На ряде ТЭС реализована автоматизированная система контроля состояния теплообменного оборудования [72]. Результаты обработки испытаний хранятся в базе данных и используются для построения моделей, основанных на ретроспективных параметрах, позволяющих проводить анализ динамики состояния оборудования. В этих моделях используются экспертные системы и базы знаний. В системе [72] реализованы элементы диагностики, использующие физико-математические молели для описания причин отклонений параметров работы оборудования ОТ номинальных значений, HO обладающие ограниченной применимостью ввиду сложности происходящих в оборудовании тепломассообменных процессов.

Уточненная математическая модель подогревателей [73] и построенный на ее базе алгоритм позволили авторам работ [74] получить аналитические зависимости поправочных коэффициентов к среднелогарифмическому температурному напору, с помощью которых рассчитывается процесс теплообмена не только в поверхностных регенеративных подогревателях, но и в других аналогичных теплообменных аппаратах паротурбинных установок АЭС – деаэраторах, испарителях, опреснительных установках. Кроме того, данная модель обеспечивает расчет отдельных теплообменных аппаратов в тепловой схеме паротурбинной установки, а также возможность учитывать их взаимное влияние.

Выводы: Приведенный обзор существующих методов, моделей, компьютерных систем и подходов к функционального моделированию состояния основного оборудования энергоблоков АЭС и ТЭС разнородность, показал их проблемноориентированную специфику актуальную И необходимость максимально возможной унификации целью создания автоматизированных систем с управления режимами эксплуатации энергоблоков АЭС и ТЭС.

Список литературы: 1. Костенко А. Г. Информационная система «Парогенераторы АЭС» / А. Г. Костенко // 6-й Междунар. семинар по горизонтальным парогенераторам : сб. тез. докл. - Подольск : ФГУП ОКБ «ГИДРОПРЕСС», 2004. – С. 28. 2. Аверин А. С. «Дефектность труб Информационно-аналитическая система парогенераторов» / А. С. Аверин, И. С. Метальников // 6-й Междунар. семинар по горизонтальным парогенераторам : сб. тез. докл. Подольск : ФГУП ОКБ «ГИДРОПРЕСС», 2004. - С. 30. 3. Трунов Н. Б. Исследование теплогидравлических процессов в парогенераторах для АЭС с ВВЭР / Н. Б. Трунов // Теплоэнергетика. 2006. – № 1. – C. 27–37. 4. Titov V. F. Mathematical simulation of Processes in Horizontal Steam Generators and the Program of Calculation of Its Characteristics / V. F. Titov, V. M. Zorin, V. I. Gorburov // Proceedings of third international seminar on horizontal steam generators. - Finland - Lappeenranta, 1995. P. 64-70. 5. Stevanovic V. D. Horizontal steam generator thermal-hydraulics at various steady-state power levels / V. D. Stevanovic, Z. V Stosic, M. Kiera [et al] // American Society of Mechanical Engineers. -13 р. **6.** Маргулова Т. Х. ASME : New York, 2002. – Совершенствование внутрикорпусных **vcтройств** ПГВ-1000 / Т. Х. Маргулова, парогенератора В М Зорин В. И. Горбуров // Теплоэнергетика. - 1988. - № 11. - С. 43-47. 7. Горбуров В. И. Моделирование на ЭВМ гидродинамики водяного объема парогенератора ПГВ-1000 / В. И. Горбуров, В. М. Зорин // Теплоэнергетика. - 1994. - № 5. - С. 22-29. 8. Горбуров В. И. Об организации водного режима в паропроизводящих установках / В. И. Горбуров, В. М. Зорин // Теплоэнергетика. - 2000. - № 6. -С. 41-45. 9. Нигматулин Р. И. Динамика многофазных сред / Р. И. Нигматулин. – М. : Наука, 1987. – 824 с. 10. Beliaev Ju. Modelling Horizontal Steam Generator with ATHLET. Verification of different nodalization schemes and implementation of verified constitutive equations / Ju. Beliaev, W. Luther [et al] // Proceedings of third international seminar on horizontal steam generators. - Finland Lappeenranta, 1995. – Р. 97–106. 11. Сергеев В. В. ЗД-модель ПГВ-1000 на основе кода TRAC / В. В. Сергеев, А. А. Казанцев // 6-й Междунар. семинар по горизонтальным парогенераторам : сб. тез. докл. – Подольск : ФГУП ОКБ «ГИДРОПРЕСС», 2004. – С. 51. 12. Коцарев А. В. Пространственная модель горизонтального парогенератора реактора ВВЭР-1000 в рамках компьютерного кода ATHLET / А. В. Коцарев, С. П. Никонов, Г. Лерхль // 6-й Междунар. семинар по горизонтальным парогенераторам : сб. тез. докл. – Подольск : ФГУП ОКБ «ГИДРОПРЕСС», 2004. – С. 53. 13. Трунов Н. Б. Верификация программного комплекса STEG на основе теплогидравлического расчета номинального режима работы ПГВ-1000М / Н. Б. Трунов, О. Й. Мелихов, Ю. В. Парфенов [и др.] // 6й Междунар. семинар по горизонтальным парогенераторам : сб. тез. докл. - Подольск : ФГУП ОКБ «ГИДРОПРЕСС», 2004. - С. 53-54. 14. Демченко В. А. Разработка математической модели динамики парогенератора ПГВ-1000 АЭС / В. А. Демченко // Автоматика-97

пр. 4-ї Укр. конф. з автоматичного управління. - Черкаси : 41T1, 1997. - T. I. - C. 20-23. 15. Ubra O. Horizontal steam generator PGV-1000 thermal-hydraulic analysis / O. Ubra, M. Doubek // 7 Proceedings of third international seminar on horizontal steam generators. – Finland : Lappeenranta, 1995. – Р. 107–117. 16. Урбан Т. В. Математическое моделирование теплогидравлических процессов в горизонтальном парогенераторе ПГВ-1000 / Т. В. Урбан, В.И. Мелихов, О. И. Мелихов // Теплоэнергетика. - 2002. - № 5. -C. 70-74. 17. Melikov V. L. Numerical modelling of secondary side thermo hydraulics of horizontal steam generator / V. L. Melikov [et al] // Proceedings of third international seminar on horizontal steam generators. -Finland : Lappeenranta, 1995. P. 249–270. 18. Nadejda K. Todorova Investigation of spatial coupling aspects for coupled code application in PWR safety analysis / Nadejda K. Todorova, Kostadin N. Ivanov // Annals of Nuclear Energy. - 2003. - V. 30, № 2. -P. 189-209. 19. Kolev N. Simulation of the VVER-1000 pump start-up experiment of the OECD V1000CT benchmark with CATHARE and TRAC-PF1 / N. Kolev, N. Petrov, B. Ivanov [et al] // Progress in Nuclear Energy. -2006. - V. 48, № 8. - P. 922-936. 20. Kozmenkov Y. Development and Benchmarking of the DYN3D/RELAP5 Code System / Y. Kozmenkov, Y. Orekhov, U. Grundrnann // Proceedings of Annular Meetings on Nuclear Technology. - Dresden (Germany), 2001. - P. 15-18. 21. Chavez-Mercado J. K. Allison National Autonomous University of Mexico RELAP/SCDAPSIM-Based Plant Simulation and Training Applications to the Laguna Verde NPP / J. K. Chavez-Mercado, C. M. Hohorst // NUTHOS-6 : the 6th International Conference on Nuclear Thermal Hydraulics, Operations and Safety. - Nara, Japan, 2004. - P. ID. N6P307. 22. Teschendorff V. Methodology, status and plans for development and assessment of the code ATHLET / V. Teschendorff, H. Austregesiio, G. Lerehl // Proceedings of the OECD/CSNI Workshop on Transient Thermal-Hydraulic and Neutronic Codes Requirements. - Issy-les-Moulineaux, France, 1997. - V. 4. - P. 112-128. 23. Grundrnann U. Coupling of the Thermohydraulic Code ATHLET with the Neutron Kinetic Core Model DYN3I / U. Grundrnann, D. Lucas, U. Rohde // Int. Conf. On Mathematics and Computations, Physics and Environmental Analysis. - Portland, Oregon (USA) : Proc., 1995. - V. 1. - P. 257-263. 24. Крошилин А. Е. Интегральный программный комплекс для оценки безопасности АЭС / А.Е.Крошилин, В.Е.Крошилин, А. В. Смирнов [и др.] // Теплоэнергетика. - 2001. - № 1. - С. 15-21. 25. Veshchunov M. S. Code Package SVECHA, Modeling of Core Degradation Phenomena at Severe Accidents / M. S. Veshchunov // Proceedings of NUREC-7. - 1995. - V. 3. - P. 1914-1929. 26. Крошилин А. Е. Моделирование экстремальных ситуаций на АЭС с ВВЭР-1000 с помощью пакета расчетных программ БАГИРА-SAM / А. Е. Крошилин, В. Е. Крошилин, Р. Л. Фукс // Теплоэнергетика. – 2001. – № 12. – С. 11–17. 27. Веселовский А. Н. программ БАГИРА моделирования Комплекс ДЛЯ теплогидродинамики многофазных сред / А. Н. Веселовский. А. Ф. Животягин, С. Д. Калиниченко [и др.] // Теплоэнергетика. -1998. – № 5. – С. 11–16. 28. Крошилин А. Е. Применение программного комплекса БАГИРА для расчетного анализа аварийного режима с малой течью из I контура на стенде ПСБ-ВВЭР / А. Е. Крошилин, В. Е. Крошилин, А. В. Смирнов // Теплоэнергетика. – 2006. – № 9. – С. 41–48. **29.** Драгунов Ю. Г. Опыт применения и развитие расчетного кода КОРСАР для обоснования безопасности АЭС с ВВЭР / Ю. Г. Драгунов, М. А. Быков, В. А. Василенко [и др.] // Теплоэнергетика. – 2006. – № 1. – С. 43–47. 30. Василенко В. А. Опыт создания и основные характеристики теплогидравлического расчетного кода нового поколения КОРСАР / В. А. Василенко, Ю. А. Мигров, С. Н. Волкова [*u др.*] // Теплоэнергетика. – 2002. – № 11. – С. 11–16. 31. Юдов Ю. В. Замыкающие соотношения теплогидравлической модели расчетного кода КОРСАР / Ю.В.Юдов, С.Н.Волкова, *Ю. А. Мигров* // Теплоэнергетика. – 2002. – № 11. – С. 22–29. **32.** *Беляев Ю. В.* Численное моделирование аварийных режимов реакторной установки с ВВЭР-1000 с помощью расчетных кодов ТРАП и КОРСАР / Ю. В. Беляев, С. И. Зайцев, С. Н. Волкова // Теплоэнергетика. 2002 № 11. C. 62-65. _ _ 33. Сейед Моджтаба Дж. Х. С. Многокритериальный синтез интеллектуальных систем управления энергоблоков АЭС генетическими алгоритмами : автореф. дис. ... д-ра техн. наук : 05.13.07 / Сейед Моджтаба Джафари Хенджани ; Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт». - Харьков, 2010. - 20 с. 34. Калванд А. Моделирование процессов плавления-солидификации при охлаждении расплава кориума погруженными легкоплавкими блоками : автореф. дис. ...

д-ра техн. наук : 05.14.14 / Калванд Али ; Национальный технический университет Украины «Киевский политехнический институт». - Киев, 2013. - 19 с. 35. Ант Салем М. Улучшение эксплуатационных характеристик энергоблоков с водо-водяными реакторами путем оптимизации программы регулирования : автореф. дис. ... д-ра техн. наук : 05.14.03 / Ант Салем Мохаммед ; Санкт-Петербургский государственный технический университет. -2001. 22 c. Санкт-Петербург, 36. Могаддам В. Х. Теплогидравлические особенности проникновения струи расплава ядерного топлива в подреакторный бассейн с водой в аварийных ситуациях : автореф. дис. ... д-ра техн. наук : 05.14.14 / Могаддам Вахид Хасани ; Национальный технический университет Украины «Киевский политехнический институт». - Киев, 2012. - 22 с. 37. Могаддам А. Х. Моделирование удержания топлива внутри контейнмента во время тяжелых аварий на АЭС : автореф. дис. ... д-ра техн. наук : 05.14.14 / Могаддам Али Хасан ; Национальный технический университет Украины «Киевский политехнический институт». - Киев, 2009. - 19 с. 38. Комаров Ю. А. Обобщенный риск-ориентированный подход для повышения безопасности и эффективности эксплуатации атомных электростанций : автореф. дис. ... д-ра техн. наук : 05.14.14 / Комаров Ю. А. ; Институт проблем безопасности атомных электростанций Национальной академии наук Украины. - Киев, 2014. - 44 с. 39. Комаров Ю. А. Развитие риск-ориентированных подходов для повышения безопасности И эффективности эксплуатации атомных электростанций : монография / Ю. А. Комаров, В. И. Скалозубова. -Чернобыль : Ин-т проблем безопасности АЭС, 2014. - 288 с. 40. Биллей Д. В. Риск-ориентированные подходы оптимизации технического обслуживания и эксплуатационного контроля систем, важных для безопасности АЭС : монография / Д. В. Билей, С. В. Васильченко, Н. И. Власенко [и др.]. - Одесса : ТЭС, 2004. -530 с. 41. Коврижкин Ю. Л. Оптимизация планирования ремонтов и испытаний систем безопасности атомных электростанций на основе риск-ориентированных подходов : монография / Ю. Л. Коврижкин, Ю. А. Комаров, В.М. Пышный [и др.]. - Одесса : ТЭС, 2006. - 383 с. 42. Биллей Д. В. Развитие и оптимизация систем контроля атомных электростанций с ВВЭР : монография / Д. В. Билей, Т. В. Габлая, А. А. Ключников [и др.]. - Чернобыль : Ин-т проблем безопасности АЭС, 2008. 512 c. _ Режим лоступа _ http://www.iaea.org/inis/collection/NCLCollectionStore/_Public/40/004/ 40004147.pdf>. Дата обращения : 30 августа 2015. 43. Скалозубов В. И. Научно-технические основы мероприятий повышения безопасности АЭС с ВВЭР : монография / В. И. Скалозубов, А. А. Ключников, Ю. А. Комаров [и др.]. -Чернобыль : Ин-т проблем безопасности АЭС, 2010. - 200 с. -Режим доступа http://www.iaea.org/inis/collection/NCLCollectionStore/ Public/42/109/ 42109584.pdf>. – Дата обращения : 30 августа 2015. **44.** Комаров Ю. А. Методы оптимизации испытаний на герметичность системы гермооболочки реакторной установки в период ремонтных кампаний АЭС с ВВЭР-1000 / Ю. А. Комаров, С. И. Косенко, В. И. Скалозубов [и др.]. // Проблеми безпеки атомних електростанцій і Чорнобиля. Наук.-техн. збірник. - 2008. -Вып. 9. - С. 15-22. 45. Колыханов В. Н. К вопросу оптимизации системы контроля концентрации борного раствора на энергоблоках с ВВЭР / В. Н. Колыханов, Ю. А. Комаров, М. Е. Слюсенко [и др.] // Ядерная и радиационная безопасность. - 2001. - Т. 4, вып. 1. -С. 44-48. 46. Биллей Д. В. Математическая модель оптимизации системы контроля концентрации борного раствора теплоносителя реакторных установок / Д. В. Билей, В. Г. Соловьев, Ю. А. Комаров [и др.] // Вестник Харьк. национ. ун-та. Сер.: Ядра, частицы, поля. – 2003. - № 601, вып. 2(22). - С. 123-128. 47. Васильченко В. Н. Основы применения риск-ориентированных подходов оптимизации регламентов технического обслуживания и ремонта оборудования систем, важных для безопасности / В. Н. Васильченко, Ю. А. Комаров, В. И. Скалозубов [и др.] // Ядерная и радиационная безопасность. - 2002. - Т. 5, вып. 2. - С. 56-60. 48. Попырин Л. С. моделирования Автоматизация математического теплоэнергетических установок / Л. С. Попырин, В. И. Самусев, В. В. Эпельштейн. – М. : Наука, 1981. – 236 с. **49.** Апатовский Л. Е. тепловых систем паротурбинных установок Расчет секционированием конденсационного устройства на ЭВМ / Л. Е. Апатовский, М. З. Кривошей, Г. Г. Пурыгина [и др.] - // Энергомашиностроение. - 1982. - № 2. - С. 5-7. 50. Палагин А. А. Моделирование функционального состояния и диагностика

турбоустановок / А. А. Палагин, А. В. Ефимов, Е. Д. Меньшикова. -Наук, думка, 1991. – 192 с. **51.** Палагин А. А. Совершенствование технологических характеристик турбоустановок АЭС с помощью математических моделей / А. А. Палагин, А. В. Ефимов, Е. Д. Меньшикова [и др.] // Повышение эффективности и технико-экономическая оптимизация атомных электростанций : сб. науч. тр. - Саратов : Сарат. политехн. ин-т, 1984. - С. 28-32. 52. Палагин А. А. Имитационный эксперимент на математических моделях турбоустановок / А А Палагин А. В. Ефимов. – К. : Наук, думка, 1986. – 130 с. 53. Сфімов О. В. Конструкции матеріали, процесиірозрахунки реакторів парогенераторів АЕС / О. В. Єфімов, М. М. Пилипенко. – Х. : Підручник НТУ «ХПІ», 2010. – 268 с. 54. Ефимов А. В. Разработка имитационной модели энергоблока АЭС с ВВЭР-1000 для решения задач анализа, управления и диагностики / А. В. Ефимов, *Т. В. Потанина* // Енергетика : економіка, технології, екологія. – К. : НТУУ «КПІ», 2006. – № 2 (19). – С. 84–91. 55. Лыхвар Н. М. Моделирование теплоэнергетических установок с использованием интерактивной схемной графики / Н. М. Лыхвар // Проблемы машиностроения. – 2003. – № 1. – С. 30–41. 56. Северин В. П. Математическое моделирование систем управления паровой турбиной АЭС и синтез регуляторов методами векторной оптимизации / В. П. Северин, Н. Ю. Северина, О. В. Косовская // Повышение эффективности теплоэнергетического оборудования : тезисы докл. II Науч.-техн. конф. – Иваново : ИЭГУ. – С. 43-45. 57. Кузнецов В. Д. Моделирование аварийных процессов во втором контуре АЭС с ВВЭР / В. Д. Кузнецов, П. Гейзлар // Труды МЭИ. -1991. – Вып. 646. – С. 57–62. 58. Кисилев А. И. Разработка и реализация комплексной модели паротурбинной установки для компьютерного тренажера / А. И. Кисилев // Энергосбережение в городском хозяйстве, энергетике, промышленности : материалы IV Российской науч.-техн. конф. – Ульяновск : УлГТУ, 2003. – 59. Рабенко В. С. Имитационное моделирование C. 52–57. управляемого состояния турбоустановки / В. С. Рабенко, А. Л. Виноградов, А. И. Кисилев // Повышение эффективности теплоэнергетического оборудования : тезисы докл. II Науч.-техн. конф. – Иваново : ИЭГУ, 2000. – С. 40-41. 60. Рабенко В. С. Имитационная математическая модель турбоустановки / В. С. Рабенко, Вестник // А. И. Кисилев Ивановского государственного энергетического университета. - 2002. - Вып. 1. -С. 86-94. 61. Ефимов А. В. Критические сжимающие силы и формы потери устойчивости направляющих каналов тепловыделяющих сборок ядерных реакторов ВВЭР-1000 / А. В. Ефимов, М. В. Максимов, Ю. В. Ромашов // Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. Вісник Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут». - Х. : НТУ "ХПІ", 2015. – № 17(1126). – С. 53–56. 62. Ромашов Ю. В. Оценка ресурса эксплуатации и показателей долговечности теплообменных труб пароперегревателей паровых котлов с учетом сплошной коррозии / Ю. В. Ромашов // Енергетика : економіка, технології, екологія. – 2013. – № 1(32). – С. 103–111. 63. Ромашов Ю. В. Оценка показателей долговечности теплообменных труб парогенераторов АЭС с ВВЭР на основе континуальной молели коррозионного растрескивания / Ю. В. Ромашов // Ядерна та радіаційна безпека. -2012. - № 3(55). - C. 16-20. 64. Prisecaru I. Saturated steam turbine operation modelling with application at NPP Cernavoda / I. Prisecaru, D. Dupleac // Universitatea «Politehnica» Bucuresti «Buletinstiintific». Ser. : С. – 2006. – V. 68, № 3. – Р. 3–14. 65. Пикин М. А. Расчетные исследования переходных режимом работы второго контура блоков АЭС с ВВЭР с учетом систем управления / М. А. Пикин, Ю. В. Нестеров // Электрические станции. – 2007. – № 3. – С. 16–22. 66. Александров Н. Д. Оптимизация структурных схем и настроек регуляторов с помощью математических моделей 11 Н. Д. Александров, Н. И. Давыдов, Ю. В. Нестеров [и др.] Электрические станции. - 2007. - № 8. - С. 18-23. 67. Huimin Gao A Detailed Nuclear Power Plant Model for Power System Analysis Based on PSS/E / Gao Huimin, Wang Chao, Pan Wulue // Power Systems Conference and Exposition. - 2006. - Р. 1582-1586. 68. Каневец Г. Е. Автоматизация проектирования и оптимизациятеплообменного оборудования систем регенерации турбоустановок для ТЭС и АЄС / Г. Е. Каневеи. В. С. Новопавловский. Б. Н. Шпунгин - // Энергетическое машиностроение. - 1985. - Вып. 5 - 24 с. **69.** Ильченко О. Т. Экспериментальное исследование нестационарных процессов в турбоустановках ТЭС и АЭС / О. Т. Ильченко, А. В. Борисенко, О. Ю. Черноусенко // Проблемы машиностроения. – 1998. – T.2, № 3–4. C. 16-20.

70. Борисенко А. В. Об особенностях переноса тепла от греющего пара к трубной системе регенеративного подогревателя А. В. Борисенко // Нац. техн. ун-т Украины «Киевский политехнический институт». - К., 1996. - № 504. - 12 с. 71. Крылов Ю. Ю. Оптимизация величин поверхностей нагрева регенеративных подогревателей турбоустановок на насыщенном паре : автореф. дис. ... канд. техн. наук / Крылов Ю. Ю. – М., 1989. 19 с. 72. Бродов Ю. М. Система диагностики теплообменного оборудования турбоустановок / Ю. М. Бродов, К. Э. Аронсон, М. А. Ниренштейн [и др.] // Совершенствование турбоустановок методами математического и физического моделирования : сб. науч. тр. – Х. : ИПМаш НАН Украины, 1997. – С. 87–90. 73. Переверзев Л. А. Молелирование. алгоритмизация И программирование проектно-исследовательских работ, обоснование применение и оптимизация теплообменников турбоустановок / Д. А. Переверзев, А. Н. Ганжа, А. Г. Лебедев // Совершенствование турбоустановок методами математического и физического моделирования : сб. науч. тр. Междунар. науч.-техн. конф. - Х. : ИПМаш НАН Украины, 2000. – С. 31–34. 74. Ганжа А. Н. Пароводяные теплообменники энергоустановок ТЭС и АЭС / А. Н. Ганжа. – Х. : НТУ «ХПИ», 2002. – 169 с.

Bibliography (transliterated): 1. Kostenko, A. G. "Informacionnaja sistema «Parogeneratory AJeS»." 6-j Mezhdunar. seminar po gorizontal'nym parogeneratoram : sb. tez. dokl. Podolsk : FGUP OKB «GIDROPRESS», 2004. 28. Print. 2. Averin, A. S., and I. S. Metal'nikov. "Informacionno-analiticheskaja sistema «Defektnost' trub parogeneratorov»." 6-j Mezhdunar. seminar po gorizontal'nym parogeneratoram : sb. tez. dokl. Podolsk : FGUP OKB «GIDROPRESS», 2004. 30. Print. 3. Trunov, N. B. "Issledovanie teplogidravlicheskih processov v parogeneratorah dlja AJeS s VVJeR." Teplojenergetika. No. 1. 2006. 27-37. Print. 4. Titov, V. F., V. M. Zorin and V. I. Gorburov. "Mathematical simulation of Processes in Horizontal Steam Generators and the Program of Calculation of Its Characteristics." Proceedings of third international seminar on horizontal steam generators. Finland : Lappeenranta, 1995. 64-70. Print 5. Stevanovic, V. D., et al. "Horizontal steam generator thermalhydraulics at various steady-state power levels." American Society of Mechanical Engineers. ASME : New York, 2002. Print. 6. Margulova, T. X., V. M. Zorin and V I Gorburov "Sovershenstvovanie vnutrikorpusnyh ustrojstv parogeneratora PGV-1000." Teplojenergetika. No. 11. 1988. 43-47. Print. 7. Gorburov, V. I., and V. M. Zorin. "Modelirovanie na JeVM gidrodinamiki vodjanogo ob#ema parogeneratora PGV-1000." Teplojenergetika. No. 5. 1994. 22-29. Print. 8. Gorburov, V. I., and V. M. Zorin. "Ob organizacii vodnogo rezhima v paroproizvodjashhih ustanovkah." Teplojenergetika. No. 6. 2000. 41-45. Print. 9. Nigmatulin, R. I. Dinamika mnogofaznyh sred. Moscow : Nauka, 1987. Print. 10. Beliaev, Ju., et al. "Modelling Horizontal Steam Generator with ATHLET. Verification of different nodalization schemes and implementation of verified constitutive equations." Proceedings of third international seminar on horizontal steam generators. Finland : Lappeenranta, 1995. 97-106. Print. 11. Sergeev, V.V., and A. A. Kazancev. "ZD-model" PGV-1000 na osnove koda TRAC." 6-j Mezhdunar. seminar po gorizontal'nym parogeneratoram : sb. tez. dokl. - Podolsk : FGUP OKB «GIDROPRESS», 2004. 51. Print. 12. Kocarev, A. V., S. P. Nikonov and G. Lerhl'. "Prostranstvennaja model' gorizontal'nogo parogeneratora reaktora VVJeR-1000 v ramkah komp'juternogo koda ATHLET." 6-j Mezhdunar. ceminar po gorizontal'nym parogeneratoram : sb. tez. dokl. Podolsk : FGUP OKB «GIDROPRESS», 2004. 53. Print. 13. Trunov, N. B., et al. "Verifikacija programmnogo kompleksa STEG na osnove teplogidravlicheskogo rascheta nominal'nogo rezhima raboty PGV-1000M." 6-j Mezhdunar. seminar po gorizontal'nym parogeneratoram : sb. tez. dokl. Podolsk : FGUP OKB 2004. 53-54. Print. 14. Demchenko, V. A. «GIDROPRESS», "Razrabotka matematicheskoj modeli dinamiki parogeneratora PGV-1000 AJeS." Avtomatika-97 : pr. 4-ï Ukr. konf. z avtomatichnogo upravlinnja. Cherkassy : Ch1T1, 1997. No. I. 20–23. Print. 15. Ubra, O., and M. Doubek. "Horizontal steam generator PGV-1000 thermalhydraulic analysis." 7 Proceedings of third international seminar on horizontal steam generators. Finland : Lappeenranta, 1995. 107-117. 16. Urban, T. V., B. I. Melihov O. I. Melihov. Print and "Matematicheskoe modelirovanie teplogidravlicheskih processov v gorizontal'nom parogeneratore PGV-1000." Teplojenergetika. No. 5. 2002. 70-74. Print. 17. Melikov, V. L., et al. "Numerical modelling of secondary side thermo hydraulics of horizontal steam generator."

Proceedings of third international seminar on horizontal steam generators. Finland : Lappeenranta, 1995. 249-270 Print 18. Todorova, Nadejda K., and Kostadin N. Ivanov. "Investigation of spatial coupling aspects for coupled code application in PWR safety analysis." Annals of Nuclear Energy. No. 30.2. 2003. 189-209. Print. 19. Kolev, N., et al. "Simulation of the VVER-1000 pump start-up experiment of the OECD V1000CT benchmark with CATHARE and TRAC-PF1." Progress in Nuclear Energy. No. 48.8. 2006. 922-936. Print 20. Kozmenkov, Y., Y. Orekhov and U Grundrnann "Development and Benchmarking of the DYN3D/RELAP5 Code System." Proceedings of Annular Meetings on Nuclear Technology. Dresden (Germany), 2001. 15-18. Print. 21. Chavez-Mercado, J. K., and S. M. Hohorst. "Allison National Autonomous University of Mexico RELAP/SCDAPSIM-Based Plant Simulation and Training Applications to the Laguna Verde NPP." NUTHOS-6 : the 6th International Conference on Nuclear Thermal Hydraulics, Operations and Safety. -Nara, Japan, 2004. ID. N6P307. Print. 22. Teschendorff, V., H. Austregesiio and G. Lerehl. "Methodology, status and plans for development and assessment of the code ATHLET." Proceedings of the OECD/CSNI Workshop on Transient Thermal-Hydraulic and Neutronic Codes Requirements. Issy-les-Moulineaux, France, 1997. No. 4. 112-128. Print. 23. Grundrnann, U., D. Lucas and U. Rohde. "Coupling of the Thermohydraulic Code ATHLET with the Neutron Kinetic Core Model DYN3I." Int. Conf. On Mathematics and Computations, Physics and Environmental Analysis. Portland, Oregon (USA) : Proc., 1995. No. 1. 257-263. Print. 24. Kroshilin, A. E., et al. "Integral'nyj programmnyj kompleks dlja ocenki bezopasnosti AJeS. Teplojenergetika. No. 1. 2001. 15-21. Print. 25. Veshchunov, M. S. "Code Package SVECHA, Modeling of Core Degradation Phenomena at Severe Accidents." Proceedings of NUREC-7. No. 3. 1995. 1914-1929. 26. Kroshilin, A. E., V. E. Kroshilin and Print. R. L. Fuks. "Modelirovanie jekstremal'nyh situacij na AJeS s VVJeR-1000 s pomoshh'ju paketa raschetnyh programm BAGIRA-SAM." Teplojenergetika. No. 12. 2001. 11-17. Print. 27. Veselovskij, A. N., "Kompleks programm BAGIRA dlja modelirovanija et al. teplogidrodinamiki mnogofaznyh sred." Teplojenergetika. No. 5. 1998. 11-16. Print. 28. Kroshilin, A. E., V. E. Kroshilin and A. V. Smirnov. "Primenenie programmnogo kompleksa BAGIRA dlja raschetnogo analiza avarijnogo rezhima s maloj tech'ju iz I kontura na stende PSB-VVJeR." Teplojenergetika. No. 9. 2006. 41 - 48Print. 29. Dragunov, Ju. G., et al. "Opyt primenenija i razvitie raschetnogo koda KORSAR dlja obosnovanija bezopasnosti AJeS s VVJeR.' Teplojenergetika. No. 1. 2006. 43-47. Print. 30. Vasilenko, V. A., et al. "Opyt sozdanija i osnovnye harakteristiki teplogidravlicheskogo raschetnogo koda novogo pokolenija KORSAR." *Teplojenergetika*. No. 11. 2002. 11–16. Print. **31.** Judov, Ju. V., S. N. Volkova and Ju. A. Migrov. "Zamykajushhie sootnoshenija teplogidravlicheskoj modeli raschetnogo koda KORSAR." Teplojenergetika. No. 11. 2002. 22–29. Print. **32.** Beljaev, Ju. V., S. I. Zajcev and S. N. Volkova. "Chislennoe modelirovanie avarijnyh rezhimov reaktornoj ustanovki s VVJeR-1000 s pomoshl'ju raschetnyh kodov TRAP i KORSAR." Teplojenergetika. No. 11. 2002. 62–65. Print. 33. Sejed Modzhtaba, Dzh. H. S. Mnogokriterial'nyj sintez intellektual'nyh sistem upravlenija jenergoblokov AJeS geneticheskimi algoritmami. Avtoref. dys. na zdobuttja nauk. stupenja d-ra tehn. nauk. Kharkov, 2010. Print. 34. Kalvand, A. Modelirovanie processov plavlenija-solidifikacii pri ohlazhdenii rasplava koriuma pogruzhennymi legkoplavkimi blokami. Avtoref. dys. na zdobuttja nauk. stupenja d-ra tehn. nauk. Kiev, 2013. Print. 35. Ait Salem, M. Uluchshenie jekspluatacionnyh harakteristik jenergoblokov s vodo-vodjanymi reaktorami putem optimizacii programmy regulirovanija. Avtoref. dys. na zdobuttja nauk. stupenja dra tehn. nauk. Saint-Petersburg, 2001. Print. 36. Mogaddam, V. H. Teplogidravlicheskie osobennosti proniknovenija strui rasplava jadernogo topliva v podreaktornyj bassejn s vodoj v avarijnyh situacijah. Avtoref. dys. na zdobuttja nauk. stupenja d-ra tehn. nauk. Kiev, 2012. Print. 37. Mogaddam, A. H. Modelirovanie uderzhanija topliva vnutri kontejnmenta vo vremja tjazhelvh avarij na AJeS. Avtoref. dys. na zdobuttja nauk. stupenja d-ra tehn. nauk. Kiev, 2009. Print. 38. Komarov, Ju. A. Obobshhennyj risk-orientirovannyj podhod dlja povyshenija bezopasnosti i jeffektivnosti jekspluatacii atomnyh jelektrostancij. Avtoref. dys. na zdobuttja nauk. stupenja d-ra tehn. nauk. Kiev, 2014. Print. 39. Komarov, Ju. A., and V. I. Skalozubova. Razvitie risk-orientirovannyh podhodov dlja povyshenija bezopasnosti i jeffektivnosti jekspluatacii atomnyh jelektrostancij. Chernobyl : In-t problem bezopasnosti AJeS, 2014. Print. 40. Billej, D. V., et al. Riskorientirovannye podhody optimizacii tehnicheskogo obsluzhivanija i

jekspluatacionnogo kontrolja sistem, vazhnyh dlja bezopasnosti AJeS. Odessa : TJeS, 2004. Print. 41. Kovrizhkin, Ju. L., et al. Optimizacija planirovanija remontov i ispytanij sistem bezopasnosti atomnyh jelektrostancij na osnove risk-orientirovannyh podhodov. Odessa : TJeS, 2006. Print. 42. Billej, D. V., et al. Razvitie i optimizacija sistem kontrolja atomnyh jelektrostancij s VVJeR. Chernobyl : In-t problem bezopasnosti AJeS, 2008. Web. 30 August 2015 http://www.iaea.org/inis/collection/NCLCollectionStore/_Public/40/004/ 40004147.pdf>. 43. Skalozubov, V. I., et al. Nauchno-tehnicheskie osnovy meroprijatij povyshenija bezopasnosti AJeS s VVJeR. Chernobyl : In-t problem bezopasnosti AJeS, 2010. Web. 30 August 2015. http://www.iaea.org/inis/collection/NCLCollectionStore/_Public/42/109/ 42109584.pdf>. 44. Komarov, Ju. A., et al. "Metody optimizacii ispytanij na germetichnosť sistemy germoobolochki reaktornoj ustanovki v period remontnyh kampanij AJeS s VVJeR-1000." Problemi bezpeki atomnih elektrostancij i Chornobilja. Nauk.-tehn. zbirnik. No. 9. 2008. 15-22. Print. 45. Kolyhanov, V. N., et al. "K voprosu optimizacii sistemy kontrolja koncentracii bornogo rastvora na jenergoblokah s VVJeR." Jadernaja i radiacionnaja bezopasnost'. No. 4.1. 2001. 44-48. Print. 46. Billej, D. V., et al. "Matematicheskaja model' optimizacii sistemy kontrolja koncentracii bornogo rastvora teplonositelja reaktornyh ustanovok." Vestnik Har'k. nacion. un-ta. Ser.: Jadra, chasticy, polja. No. 601.2(22). 2003. 123-128. Print. 47. Vasil'chenko, V. N., et al. "Osnovy primenenija risk-orientirovannyh podhodov optimizacii reglamentov tehnicheskogo obsluzhivanija i remonta oborudovanija sistem, vazhnyh dlja bezopasnosti." Jadernaja i radiacionnaja 2002. 56-60. Print. 48. Popyrin, L. S., bezopasnost'. No. 5.2. V. I. Samusev and V. V. Jepel'shtejn. Avtomatizacija matematicheskogo modelirovanija teplojenergeticheskih ustanovok. Moscow : Nauka, 1981. Print. 49. Apatovskij, L. E., et al. "Raschet teplovyh sistem paroturbinnyh ustanovok s sekcionirovaniem kondensacionnogo ustrojstva na JeVM." Jenergomashinostroenie. No. 2. 1982. 5-7. Print. 50. Palagin, A. A., A. V. Efimov and E. D. Men'shikova. Modelirovanie funkcional'nogo sostojanija i diagnostika turboustanovok. Kiev : Nauk, dumka, 1991. Print. 51. Palagin, A. A., et al. "Sovershenstvovanie tehnologicheskih harakteristik turboustanovok AJeS s pomoshh'ju matematicheskih modelej." Povyshenie jeffektivnosti i tehnikojekonomicheskaja optimizacija atomnyh jelektrostancij : cb. nauch. tr. -Saratov : Sarat. politehn. in-t, 1984. 28-32. Print. 52. Palagin, A. A., and A. V. Efimov. Imitacionnyj jeksperiment na matematicheskih modeljah turboustanovok. Kiev : Nauk, dumka, 1986. Print. 53. Efimov, O. V., M. M. Pilipenko. Konstrukcii materiali, procesiirozrahunki and reaktoriv i parogeneratoriv AES. Kharkiv : Pidruchnik NTU «HPI», 2010. Print. 54. Efimov, A. V., and T. V. Potanina. "Razrabotka imitacionnoj modeli jenergobloka AJeS s VVJeR-1000 dlja reshenija zadach analiza, upravlenija i diagnostiki." Energetika : ekonomika, tehnologii, ekologija. Kyiv : NTUU «KPI», 2006. No. 2(19). 84-91. Print. 55. Lyhvar, N. M. "Modelirovanie teplojenergeticheskih ustanovok ispol'zovaniem interaktivnoj shemnoj grafiki." Problemy S mashinostroenija. No. 1. 2003. 30-41. Print. 56. Severin, V. P., N. Ju. Severina and O. B. Kosovskaja. "Matematicheskoe modelirovanie sistem upravlenija parovoj turbinoj AJeS i sintez reguljatorov metodami vektornoj optimizacii." Povyshenie jeffektivnosti teplojenergeticheskogo oborudovanija : tezisy dokl. II Nauch.-tehn. konf. Ivanovo : IJeGU. 43-45. Print. 57. Kuznecov, V. D., and P. Gejzlar. "Modelirovanie avarijnyh processov vo vtorom konture AJeS s VVJeR." Trudy MJeI. No. 646. 1991. 57-62. Print. 58. Kisilev, A. I. "Razrabotka i realizacija kompleksnoj modeli paroturbinnoj ustanovki dlja komp'juternogo trenazhera." Jenergosberezhenie v gorodskom hozjajstve, jenergetike, promvshlennosti : materialv IV Rossiiskoi nauch.-tehn. konf. Ulvanovsk : UIGTU, 2003. 52-57. Print. 59. Rabenko, V. S., A. L. Vinogradov and A. I. Kisilev. "Imitacionnoe modelirovanie upravljaemogo sostojanija turboustanovki." Povyshenie jeffektivnosti teplojenergeticheskogo oborudovanija : tezisy dokl. II Nauch.-tehn. konf. Ivanovo : IJeGU, 2000. 40-41. Print. 60. Rabenko, V. S., and A. I. Kisilev. "Imitacionnaja matematicheskaja model' turboustanovki." Vestnik Ivanovskogo gosudarstvennogo jenergeticheskogo universiteta. No. 1. 2002. 86-94. Print. 61. Efimov, A. V., M. V. Maksimov and Ju. V. Romashov. "Kriticheskie szhimajushhie sily i formy poteri ustojchivosti napravljajushhih kanalov teplovydeljajushhih sborok jadernyh reaktorov VVJeR-1000." Energetichni ta teplotehnichni procesi j ustatkuvannja. «Harkivs'kij Visnik Nacional'nogo tehnichnogo universitetu politehnichnij institut». Kharkiv : NTU "HPI", 2015. No. 17(1126). 53-56. Print. 62. Romashov, Ju. V. "Ocenka resursa jekspluatacii i pokazatelej dolgovechnosti teploobmennyh trub paroperegrevatelej parovyh kotlov s uchetom sploshnoj korrozii." Energetika : ekonomika,

Гідравлічні машини та гідроагрегати

103-111. Print. tehnologii. ekologija. No. 1(32). 2013 "Ocenka 63. Romashov, Ju. V. pokazatelej dolgovechnosti teploobmennyh trub parogeneratorov AJeS s VVJeR na osnove kontinual'noj modeli korrozionnogo rastreskivanija." Jaderna ta radiacijna bezpeka. No. 3(55). 2012. 16-20. Print. 64. Prisecaru, I., and D. Dupleac. "Saturated steam turbine operation modelling with application at NPP Cernavoda." Universitatea «Politehnica» Bucuresti «Buletinstiintific», Ser. : C. No. 68.3. 2006. 3-14. Print. 65. Pikin, M. A., and Ju. V. Nesterov. "Raschetnye issledovanija perehodnyh rezhimom raboty vtorogo kontura blokov AJeS s VVJeR s uchetom sistem upravlenija." Jelektricheskie stancii. No. 3. 2007. 16-22. Print. 66. Aleksandrov, N. D., et al. "Optimizacija strukturnyh shem i nastroek reguljatorov s pomoshh'ju matematicheskih modelej." Jelektricheskie stancii. No. 8. 2007. 18-23. Print. 67. Huimin, Gao, Wang Chao and Pan Wulue. "A Detailed Nuclear Power Plant Model for Power System Analysis Based on PSS/E." Power Systems Conference and Exposition. 2006. 1582-1586. Print. 68. Kanevec, G. E., V. S. Novopavlovskij and "Avtomatizacija B. N. Shpungin proektirovanija optimizacijateploobmennogo oborudovanija sistem regeneracii turboustanovok dlja TJeS i AES." Jenergeticheskoe mashinostroenie. No. 5. 1985. Print. **69.** Il'chenko, O. T., A. V. Borisenko and O. Ju. Chernousenko. "Jeksperimental'noe issledovanie nestacionarnyh

processov v turboustanovkah TJeS i AJeS." Problemy mashinostroenija. No. 2.3-4. 1998. 16-20. Print. 70. Borisenko, A. V. "Ob osobennostjah perenosa tepla ot grejushhego para k trubnoj sisteme regenerativnogo podogrevatelja." Nac. tehn. un-t Ukrainy «Kievskij politehnicheskij institut». Kiev, 1996. No. 504. Print. 71. Krylov, Ju. Ju. Optimizacija velichin poverhnostej nagreva regenerativnyh podogrevatelej turboustanovok na nasyshhennom pare. Avtoref. dys. na zdobuttja stupenja kand. tehn. nauk. Moscow, 1989. Print. 72. Brodov, Ju. M., "Sistema diagnostiki teploobmennogo oborudovanija et al turboustanovok." Sovershenstvovanie turboustanovok metodami matematicheskogo i fizicheskogo modelirovanija : sb. nauch. tr. Kharkov IPMash NAN Ukrainy, 1997. 87-90. Print. 73. Pereverzev, D. A., A. N. Ganzha and A. G. Lebedev. "Modelirovanie, algoritmizacija i programmirovanie proektno-issledovatel'skih rabot, obosnovanie i optimizacija primenenie teploobmennikov turboustanovok." Sovershenstvovanie turboustanovok metodami matematicheskogo i fizicheskogo modelirovanija : sb. nauch. tr. Mezhdunar. nauch.-tehn. konf. Kharkov : IPMash NAN Ukrainy, 2000. 31-34. Print. 74. Ganzha, A. N. Parovodjanye teploobmenniki jenergoustanovok TJeS i AJeS. Kharkov : NTU «KhPI», 2002. Print.

Поступила (received) 18.09.2015

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Кухтин Дмитрий Игоревич – аспирант, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», г. Харьков; тел.: (068) 601-31-66; e-mail: kuhtindc@yandex.ua.

Kukhtin Dmitriy Igorevich – Postgraduate Student, National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Kharkov; tel.: (068) 601-31-66; e-mail: kuhtindc@yandex.ua.

Ефимов Александр Вячеславович – доктор технических наук, профессор, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», заведующий кафедрой «Парогенераторостроение», г. Харьков; тел.: (057) 707-65-55; e-mail: LabSGB(a)kpi.kharkov.ua.

Yefimov Alexander V. – Doctor of Technical Sciences, Full Professor, National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Head of the Department of "Steam generator boiler", Kharkov; tel.: (057) 707-65-55; e-mail: LabSGB(a)kpi.kharkov.ua.

Потанина Татьяна Владимировна – кандидат технических наук, доцент, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», доцент кафедры «Парогенераторостроение», г. Харьков; тел.: (057) 707-66-10; e-mail: LabSGB(a)kpi.kharkov.ua.

Potanina Tatiana V. – Candidate of Technical Sciences (Ph. D), Docent, National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Associate Professor at the Department of "Steam generator boiler", Kharkov; tel.: (057) 707-66-10; e-mail: LabSGB(a)kpi.kharkov.ua.

Гаркуша Татьяна Анатольевна – Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», научный сотрудник кафедры «Парогенераторостроения», г. Харьков; тел.: (057) 707-66-10; e-mail: LabSGB(a)kpi.kharkov.ua.

Garkusha Tatiana A. – National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Research Officer at the Department of "Steam generator boiler", Kharkov; tel.: (057) 707-66-10; e-mail: LabSGB(a)kpi.kharkov.ua.

INNOVATIVE DEVELOPMENTS

ІННОВАЦІЙНІ РОЗРОБКИ
УДК 621.225

А. Н. ФАТЕЕВ, Т. С. САЛЫГА, А. В. КРАСИЛЬНИК, А. В. ЕРЁМИН

МЕТОДИКА ДИАГНОСТИКИ И НАСТРОЙКИ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ СИСТЕМ ТЕСТЕРОМ ГИДРАВЛИЧЕСКИМ ТГ-200

Рассмотрены основные задачи диагностики гидравлических систем. Предлагаются типовые последовательности поиска неисправностей гидросистемы и ее компонентов с помощью гидротестера ТГ-200. Рассмотрены схемы подключения гидротестера и последовательности действий при тестировании насоса, предохранительного клапана, гидрораспределителя, тестировании и настройки гидросистемы с помощью "T" соединения. Представлены сравнительные характеристики (зависимость расхода от величины давления) для исправного и дефектного насосов. Приведенная методика диагностирования и настройки элементов гидросистем предполагает минимальное вмешательство в гидросистему, без демонтажа входящего в нее гидравлического оборудования. Применение гидротестера ТГ-200 исключает необходимость в дорогостоящих специальных стендах для проведения большинства диагностических и регулировочных работ.

Ключевые слова: диагностика гидросистем, тестер гидравлический ТГ-200, тестирование насосов, тестирование предохранительных клапанов, тестирование гидрораспределителей, "T" соединение.

Введение. В современных гидросистемах для поддержания производительности гидрофицированного оборудования на высоком уровне, увеличения срока службы гидравлических компонентов и рабочей жидкости, снижения времени простоев и объема ремонтных работ необходимо своевременное квалифицированное производить обслуживание, регулировку техническое И диагностику гидросистем.

Для решения этих задач корпорацией «Гидроэлекс» разработаны производятся И тестеры ТΓ-200. универсальные гидравлические позволяющие производить регулировку аппаратов диагностирование гидравлических И гидросистем на месте эксплуатации – без демонтажа оборудования. Этот простой в эксплуатации. мобильный диагностический прибор позволяет решить большинство задач при диагностике гидравлических систем, в том числе:

• тестирование гидравлических насосов;

- тестирование предохранительных клапанов;
- тестирование гидрораспределителей;

• тестирование гидравлической системы с помощью "Т" соединения.

Функционально гидротестер ТГ-200 (рис. 1) представляет собой комплекс измерительных

приборов, состоящий из расходомера с электронным индикатором расхода, манометра, термометра и нагрузочного клапана. С помощью ТГ-200 можно измерить основные параметры потока рабочей жидкости – расход, давление и температуру. Нагрузочный клапан моделирует нагрузку, создавая сопротивление потоку и одновременно, предохраняет гидросистему от превышения допустимого давления.

Основные технические характеристики гидротестера ТГ-200:

- диапазон измерения расхода рабочей жидкости – 10–200 л/мин;

- время измерения расхода 1 с;
- дискретность индикации расхода 1 л/мин;
- основная погрешность измерения расхода 3 %:

максимально допустимое давление в потоке – 32 МПа;

- диапазон измерения давления 0–40 MПа;
- класс точности манометра 2,5;
- диапазон измерения температуры 0 +100 °C;
- класс точности термометра 2,5;
- напряжение питания (алкалайновая батарея) –

9 B;



Рис. 1 – Общий вид гидравлического тестера ТГ-200

© А. Н. Фатеев, Т. С. Салыга, А. В. Красильник, А. В. Ерёмин, 2015

- время непрерывной работы без замены батареи – не менее 20 часов;

- штуцерные соединения M36x2;

- масса в полной комплектации – 8 кг.

Рассмотрим типовую последовательность использования ТГ-200 на следующем примере. Гидравлическая система, схема которой приведена на рис. 2, состоит из бака, насоса, предохранительного клапана, гидрораспределителя и цилиндра двойного действия. Неисправность проявляется в следующем:

поршень цилиндра движется с нормальной скоростью без нагрузки, но замедляется при увеличении нагрузки.

Сначала необходимо проверить все трубопроводы, рукава высокого давления и соединения на наличие утечек. Если неисправность не выявлена – проверить с помощью гидравлического тестера каждый из компонентов системы до выявления неисправности.



Рис. 2 - Схема тестирования насоса

Тестирование насоса. Необходимо соединить отверстие «Слив» гидравлического тестера с баком гидросистемы (линия 1). Эта линия необходима при всех испытаниях гидросистемы гидравлическим тестером. Отсоединить насос от предохранительного клапана (линия 2). Подключить выходное отверстие насоса к отверстию «Подвод» гидротестера (линия 3). Нагрузочный клапан должен быть полностью открыт – его ручка должна быть повернута до упора против часовой стрелки.

Включить насос. Если наблюдаются значительные колебания показаний расходомера и манометра – во всасывающей линии присутствует кавитация и необходимо проверить всасывающий трубопровод.

Если показания расходомера и манометра стабильны, необходимо снять статическую характеристику насоса (зависимость расхода от давления на выходе насоса при постоянных оборотах приводного вала насоса и постоянной температуре рабочей жидкости). Измерить максимальный расход насоса - при полностью открытом нагрузочном клапане. Постепенно увеличивая давление поворотом ручки клапана по часовой стрелке до достижения максимального паспортного значения для данного насоса, определить зависимость расхода от нагрузки. После окончания тестирования полностью открыть нагрузочный клапан и отключить насос.

Сравнить снятую таким образом характеристику с паспортной. Если она не соответствует паспортной расходной характеристике насоса – проблема в насосе. Сравнительные характеристики (зависимость расхода от величины давления) для исправного и дефектного насосов представлены на рис. 3. Например – если расход на выходе насоса при рабочем давлении уменьшается на 15–20 %, насос необходимо заменить исправным.



Рис. 3 - Сравнительные характеристики насосов

Если насос функционирует нормально, следующим необходимо проверить предохранительный клапан.

Тестирование предохранительного клапана. Необходимо отключить предохранительный клапан от гидрораспределителя (линия 4), и подключить к входному отверстию тестера «Подвод» (линия 5), как показано на рис. 4. Открыть нагрузочный клапан, включить насос. По достижению рабочей температуры, постепенно увеличивать давление, но не превышать максимально допустимое значения для насоса. Давление, при котором расход падает до 0 и является давлением срабатывания предохранительного клапана. Если это давление ниже максимального рабочего давления для гидросистемы – отрегулировать предохранительный клапан.



Рис.4 – Схема тестирования предохранительного клапана

Если при максимальном рабочем давлении расход через тестер меньше, чем расход у насоса, определенный при его тестировании (величина уменьшения расхода больше паспортной величины предохранительного клапана для при данном давлении) _ в предохранительном клапане присутствуют утечки, которые должны быть устранены.

Если проблема заключается не в

предохранительном клапане, следующим должен быть проверен гидрораспределитель.

Тестирование гидрораспределителя. Для тестирования, необходимо отключить гидрораспределитель от входа в цилиндр (линия 7) и подключить выход гидрораспределителя 6 к входному отверстию тестера «Подвод», чтобы гидросистема соответствовала приведенной на рис. 5 схеме.



Рис. 5 - Схема тестирования гидрораспределителя

Открыть нагрузочный клапан. Включить насос и по достижению рабочей температуры, переключить

гидрораспределитель и направить поток от гидрораспределителя к тестеру. Провести замеры

расхода при различных значениях давления (значениях, при которых тестировались насос и предохранительный клапан). Если максимальный расход и давление получить не удается, причиной проблем является гидрораспределитель, который должен быть отремонтирован или заменен. Если гидрораспределитель в порядке, проблема заключается в гидроцилиндре.

Тестирование гидравлической системы с помощью "Т" соединения. В случае наличия в гидросистеме поддерживающих (предохранительных) клапанов КП1, КП2 (рис. 6), тестирование всей гидросистемы необходимо производить с помощью "Т" соединения.

Необходимо подключить входное отверстие гидравлического тестера к "Т" соединению в схеме, как показано на рис. 6 (линия 8). Открыть нагрузочный клапан регулирования давления. Включить насос, установить номинальные обороты двигателя. По достижению рабочей температуры, переключить гидрораспределитель и направить поток через поддерживающий клапан КП1 ко входу в цилиндр (линия 9). Регулирующий клапан тестера закрыть, чтобы поршень частично цилиндра переместился в конечное положение. Рабочая жидкость будет течь в бак либо через гидравлический тестер, либо через утечки в компонентах схемы. измерение расхода Произвести без нагрузки. Увеличить нагрузку в схеме, медленно закрывая нагрузочный клапан тестера и измерить расход при лавлении чуть ниже давления настройки предохранительного клапана. Разница в показаниях будет свидетельствовать о потерях рабочей жидкости из-за утечек в схеме. Продолжить увеличивать нагрузку, пока расход резко не упадает. Зафиксировать показания манометра, величина этого равна давлению настройки лавления предохранительного клапана КП1.



Рис. 6 - Тестирование "Т" соединения

Чтобы получить значения настройки предохранительного клапана КП2, необходимо изменить направление потока гидрораспределителем ко второму входу в цилиндр (линия 10). И снова повторить описанную выше процедуру.

Чтобы изолировать неисправный компонент, необходимо использовать примеры тестирования, описанные ранее и проиллюстрированные на рис. 2, 4, 5.

Таким образом, данная методика (наличие четкого плана действий) использования гидротестера ТГ-200 позволяет снизить временные и финансовые затраты за счет того, что:

1) диагностирование и настройка элементов гидросистем производится с минимальным вмешательством в гидросистему, без демонтажа

входящего в нее гидравлического оборудования;

2) отпадает необходимость в дорогостоящих специальных стендах для проведения большинства диагностических и регулировочных работ.

Список литературы: 1. Черкашенко М. В. Гидропневмоавтоматика М. В. Черкашенко. – Х. : «ГИДРОЭЛЕКС», 2002. – 75 с. 2. Волоцкий В. М. Гидроприводы машин и их оборудование / В. М. Волоцкий. – Х. : «ГИДРОЭЛЕКС», 1995. – 155 с. 3. Волоцкий В. М. Опыт комплексного обслуживания и ремонта гидросистем машин и оборудования / В. М. Волоцкий, К. В. Савельев // Приводная техника. – 1997. – №2. – С. 20–22. 4. Коваль А. А. К вопросу диагностики гидроагрегатов / А. А. Коваль, Е. С. Коваль, Т. С. Салыга [u др.] // Вісник НТУ «ХПІ». – 2012. – № 7. – 160-164. 5. Богдан Н. В. Техническая диагностика гидросистем / Н. В. Богдан, М. И. Жилевич, Л. Г. Красневский. Минск Белавтотракторостроение, 2000. – 120 с. 6. МДС 12–20.2004. Механизация строительства. Организация диагностирования строительных И дорожных машин. Диагностирование гидроприводов. - M., 2004. - 68 с.

Bibliography (transliterated): 1. Cherkashenko, M. V. Gidropnevmoavtomatika. Kharkov : «GIDROJeLEKS», 2002. Print.
2. Volockij, V. M. Gidroprivody mashin i ih oborudovanie. Kharkov : «GIDROJeLEKS», 1995. Print.
3. Volockij, V. M., and K. V. Savel'ev. "Opyt kompleksnogo obsluzhivanija i remonta gidrosistem mashin i oborudovanija." *Privodnaja tehnika*. No. 2. 1997. 20–22. Print.
4. Koval', A. A., et al. "K voprosu diagnostiki gidroagregatov." *Visnik*

NTU "KhPI". No. 7. 2012. 160–164. Print. 5. Bogdan, N. V., M. I. Zhilevich and L. G. Krasnevskij. Tehnicheskaja diagnostika gidrosistem. Minsk : Belavtotraktorostroenie, 2000. Print. 6. MDS 12– 20.2004. Mehanizacija stroitel'stva. Organizacija diagnostirovanija stroitel'nyh i dorozhnyh mashin. Diagnostirovanie gidroprivodov. Moscow, 2004. Print.

Поступила (received) 27.10.2015

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Фатеев Александр Николаевич – кандидат технических наук, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», доцент кафедры «Гидравлические машины», г. Харьков; тел.: (057) 707-66-46; e-mail: fatyan1@mail.ru.

Fatyeyev Oleksandr Nikolaevich – Candidate of Technical Sciences (Ph. D), National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Associate Professor at the Department of "Hydraulic machines", Kharkov; tel.: (057) 707-66-46; e-mail: fatyan1@mail.ru.

Салыга Тимофей Сергеевич – кандидат технических наук, ведущий инженер Объединения предприятий, корпорации «Гидроэлекс»; г. Харьков, тел.: (057) 706-39-35; (057) 392-41-19; e-mail: timass@mail.ru.

Salyha Timofii Serheevych – Candidate of Technical Sciences (Ph. D), Chief engineer of HYDROELEKS Corporation, Kharkov; tel.: (057) 706-39-35; (057) 392-41-19; e-mail: timass@mail.ru.

Красильник Анатолий Владимирович – ведущий инженер Объединения предприятий, корпорации «Гидроэлекс», г. Харьков; тел.: (057) 706-39-35; e-mail: anatkrass@rambler.ru.

Krasilnik Anatoly Vladimirovych – Chief engineer of HYDROELEKS Corporation, Kharkov; tel.: (057) 706-39-35; e-mail: anatkrass@rambler.ru.

Ерёмин Алексей Витальевич – Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», студент кафедры «Гидропневмоавтоматика и гидропривод», г. Харьков; тел.: (096) 924-21-73; e-mail: alekseyeryomin1991@gmail.com.

Yeromin Aleksii Vitaliyevych – National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Student at the Department of "Hydropneumoautomation and hydraulic drive", Kharkov; tel.: (096) 924-21-73; e-mail: alekseyeryomin1991@gmail.com.

РЕФЕРАТИ

УДК 621.24

Позиційні гідропневмоагрегати / М. В. Черкашенко, Т. С. Салига, О. М. Фатєєв, Н. М. Фатєєва, Л. Р. Радченко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Харків : НТУ «ХПІ», 2015. – № 45 (1154). – С. 4–8. – Бібліогр.: 6 назв. – ISSN 2411-3441.

Описано принципи дискретного та дискретно-аналогового управління гідропневмоагрегатів технологічного обладнання. Можуть бути використані при розробці регуляторів повороту лопатей направляючого апарату гідроустаткування турбін, в гідроагрегатах ковальськопресового обладнання, в гідропневмоагрегатах металорізальних верстатів і промислових роботів та інших об'єктів автоматизації. Приводять до побудови схем, що дозволяють забезпечити високу точність позиціонування, мінімальні апаратурні витрати, таким чином мають суттєві переваги.

Ключові слова: гідропневмоагрегати, позиціонування, схема, синтез, мінімальність, об'єкти автоматизації.

УДК 621.224

Чисельне дослідження течії рідини в проточній частині гідротурбіни ПЛ20 Кременчуцької ГЕС / А. В. Русанов, О. В. Линник, П. М. Сухоребрий, О. М. Хорєв, Д. Ю. Косьянов // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Харків : НТУ «ХПІ», 2015. – № 45 (1154). – С. 9–15. – Бібліогр.: 5 назв. – ISSN 2411-3441.

Представлено результати розрахункового дослідження просторової в'язкої течії рідини в проточній частині осьової поворотнолопатевої гідротурбіни ПЛ20 Кременчуцької ГЕС. Моделювання течії виконано на основі чисельного інтегрування рівнянь Рейнольдса з додатковим членом, що містить штучну стисливість. Для урахування турбулентних ефектів застосовано двопараметричну модель турбулентності Ментера (SST). Розрахунки проведено за допомогою програмного комплексу *IPMflow*. Дано аналіз структури потоку, осереднених параметрів і втрат енергії у всіх елементах проточної частини гідротурбіни при максимальному куті установки лопаті робочого колеса $\varphi = 35^\circ$.

Ключові слова: чисельне моделювання, в'язка течія, проточна частина, осьова гідротурбіна, втрати енергії, програмний комплекс.

УДК 621.165

Чисельний аналіз нестаціонарних навантажень та аеропружних коливань лопаткового вінця останнього ступеня турбомашини з урахуванням нерівномірного в окружному напрямку противотиску / В. І. Гнесін, Л. В. Колодяжна, Р. Жандковскі // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Харків : НТУ «ХПІ», 2015. – № 45 (1154). – С. 16–19. – Бібліогр.: 8 назв. – ISSN 2411-3441.

Подано результати чисельного аналізу аеропружної поведінки вібруючого лопатевого вінця турбінного ступеня у тривимірному потоці ідеального газу з урахуванням нерівномірного в окружному напрямку розподілу тиску. Чисельний метод грунтується на розв'язанні зв'язаної задачі нестаціонарної аеродинаміки та пружних коливань лопаток в нестаціонарній просторовій течії газу через лопаткові вінці останнього ступеня осьової турбіни. Показано, що нерівномірний в окружному напрямку розподіл тиску впливає на нестаціонарні навантаження та режими коливань лопаток.

Ключові слова: чисельний аналіз, ідеальний потік, ступінь осьової турбіни, автоколивання, зв'язана задача, нестаціонарне навантаження.

УДК 539.3

Оцінка залишкового ресурсу конструкцій проточної частини агрегатів ГЕС и ГАЕС з урахуванням тріщиностійкості / О. В. Ліннік, О. М. Зеленська, Т. Ф. Медведовська, І. Є. Ржевська, О. О. Стрельнікова // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Харків : НТУ «ХПІ», 2015. – № 45 (1154). – С. 20–25. – Бібліогр.: 7 назв. – ISSN 2411-3441.

Пропонуються методики та пакети прикладних програм для дослідження статичного та динамічного напружено-деформованого стану, оцінки ресурсу та довговічності кришок, камер робочих коліс агрегатів ГЕС та ГАЕС. Отримано числові результати, що дозволяють оцінити ресурс елементів гідротурбін із урахуванням реальних умов експлуатації. Виконано зіставлення розрахункових і фактичних даних зі стану досліджуваних об'єктів. Ці результати дадуть можливість конструкторові обгрунтувати необхідність модернізації існуючого устаткування ГЕС.

Ключові слова: кришка гідротурбіни, робоче колесо, камера робочого колеса, статика, динаміка, залишковий ресурс, довговічність.

УДК 519.2

Оцінка динамічних властивостей гідромеханічних слідкуючих рульових приводів систем керування літальних апаратів за частотними характеристиками їх динамічної жорсткості / Г. Й. Зайончковський // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні та гідроагрегати. – Харків : НТУ «ХПІ», 2015. – № 45 (1154). – С. 26–31. – Бібліогр.: 12 назв. – ISSN 2411-3441.

Показано можливість оцінки динамічних властивостей гідромеханічних слідкуючих рульових приводів систем керування літальних апаратів за частотними характеристиками їх динамічної жорсткості. Наведено динамічну модель роботи гідромеханічних слідкуючих рульових приводів в системі керування літального апарата і методи її лінеаризації. З використанням частотних методів теорії автоматичного управління проведено оцінювання динамічних і протифлатерних властивостей рульових приводів різних кінематичних схем. Отримано критерії оцінки стійкості рульового приводу за його амплітудно-частотною характеристикою динамічної жорсткості, а також критерії оцінки протифлатерних властивостей рульового приводу за його фазочастотною характеристикою динамічної жорсткості. Зроблено висновки щодо покращення динамічних властивостей рульового приводу за рахунок використання схеми приводу з «оберненою кінематикою».

Ключові слова: гідромеханічний слідкуючих рульових привод, система керування, літальний апарат, динамічні властивості, динамічна жорсткість, стійкість, протифлатерні властивості.

УДК 621.646.45: 621.05: 621.454.2

Уточнений розрахунок динамічних параметрів газу у сферичному балоні / С. А. Шевченко, О. Л. Григор'єв, М. С. Степанов // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Харків : НТУ «ХПІ», 2015. – № 45 (1154). – С. 32–40. – Бібліогр.: 8 назв. – ISSN 2411-3441.

Виконано уточнення замкнутої дискретно-континуальної моделі пневмосистеми запуску ракетного двигуна, що враховує інерційність газу при його нестаціонарному випуску із балону. Зазначений ефект моделюється при використанні приведеної маси газу. Уперше для порожнини сферичної форми розроблений метод розрахунку приведеної маси й отримані аналітичні формули, зручні для практики. Показано, що врахування інерційності газу у горловині та штуцері балону змінює частоти коливань системи й поліпшує збіжність розрахункових і експериментальних даних. Розроблений математичний апарат використовується для уточнення розрахункової формули коефіцієнта тепловіддачі від газу до стінок балона. Ключові слова: рідинний ракетний двигун, пневмосистема запуску, дискретно-континуальна модель, динамічний аналіз, приведена маса газу, теплообмін зі стінкою.

УДК 621.224

Особливості робочого процесу радіально-осьових гідротурбін на високі напори / О. В. Потетенко, €. С. Крупа // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Харків : НТУ «ХПІ», 2015. – № 45 (1154) – С. 41–46. – Бібліогр.: 7 назв. – ISSN 2411-3441.

Розглядаються особливості робочого процесу високонапірних радіально-осьових гідротурбін, причини втрат енергії у підвідних органах і в каналах робочого колеса, а також аналізуються сучасні методи математичного моделювання потоку. Досліджена вихрова структура потоку в підвідних органах і в робочому колесі високонапірних гідротурбін і причини, що впливають на нестаціонарність потоку. Запропоновано напрями вдосконалення проточних частин радіально-осьових гідротурбін.

Ключові слова: гідротурбіна, робоче колесо, спіральна камера, напір, потужність, втрати енергії.

УДК 621.224

Синтез мехатроного гідропривода робочого колеса гідротурбіни / З. Я. Лур'є, О. І. Гасюк, В. О. Булгаков, Л. М. Цехмістро, €. М. Цента // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Харків : НТУ «ХПІ», 2015. – № 45 (1154). – С. 47–52. – Бібліогр.: 10 назв. – ISSN 2411-3441.

Досліджується робочий процес мехатронного гідроприводу робочого колеса на основі удосконаленої математичної моделі. Поліпшення показників якості динамічних характеристик забезпечено введенням в пристрій керування двох ПІД-регуляторів з диференціальним ізодромним каналом настройки. Відпрацювання малих переміщень поршня сервомотора (малих кутів повороту лопатей) з достатньою для практики точністю досягнуто шляхом постановки і рішення задачі динамічного синтезу коригувального пристрою. Значення синтезованої кривої вводяться у програмне забезпечення комп'ютерної системи і в процесі роботи надходять у пропорційний канал ПІД, перетворюючи його у коригувальний пристрій. При цьому одночасно досягнута інваріантність робочого процесу щодо шкідливого впливу збільшення газовмісту в двофазній робочій рідині до 15 %.

Ключові слова: математична модель, мехатроний гідропривід, робоче колесо, ПІД-регулятор, поворотнолопатева гідротурбіна, коригувальний пристрій, оптимізація, синтез.

УДК 621.225.001.4

Математична модель робочих процесів розподільної системи гідравлічного обертача планетарного типу / А. І. Панченко, А. А. Волошина, І. А. Панченко, Ю. П. Оберніхін // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Харків : НТУ «ХПІ», 2015. – № 45 (1154). – С. 53–59. – Бібліогр.: 17 назв. – ISSN 2411-3441.

Розроблено математичний апарат і алгоритм розрахунку, що дозволяють визначити взаємозв'язок геометричних параметрів розподільної системи і вихідних характеристик гідрообертача планетарного типу. Представлено більш повний математичний опис процесів, що відбуваються у розподільній системі безпосереднього типу, що дозволяє досліджувати статичні і динамічні характеристики гідрообертача планетарного типу, що працює у складі гідроагрегата, з урахуванням впливу на нього конструктивних особливостей розподільної системи.

Ключові слова: високомоментний гідрообертач планетарного типу, розподільна система, робочі процеси, математична модель, геометричні параметри, вихідні характеристики.

УДК 621.224

Застосування блочно-ієрархічного методу для визначення гідродинамічних характеристик обернених гідромашин / В. Е. Дранковський, К. С. Резва // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Харків : НТУ «ХПІ», 2015. – № 45 (1154). – С. 60–63. – Бібліогр.: 5 назв. – ISSN 2411-3441.

Представлено підхід до дослідження проточної частини радіально-осьових гідромашин на підставі математичного моделювання робочого процесу. Визначено переваги блочно-ієрархічного підходу на системі багаторівневого опису робочого процесу. Представлена загальна структура математичного опису за допомогою безрозмірних коефіцієнтів. А також приведена блок-схема для двох режимів роботи гідромашини і алгоритм для загального випадку розрахунку просторової течії рідини.

Ключові слова: насосний режим, турбінний режим, проточна частина, математична модель, баланс енергії, втрати енергії, алгоритм, об'ємна модель, течія рідини.

УДК 621.224.24

Експериментальні дослідження крутних моментів на лопатках напрямного апарату оберненої гідромашини / П. С. Зав'ялов, Ю. М. Кухтенков // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Харків : НТУ «ХПІ», 2015. – № 45 (1154). – С. 64–67. – Бібліогр.: 6 назв. – ISSN 2411-3441.

Представлено результати досліджень статичної та динамічної складових гідравлічного моменту на лопатках напрямного апарату оберненої гідромашини ОРО170 у полі універсальної характеристики для умов Дністровської ГАЕС, проведені в ГТЛ ВАТ «Турбоатом». Проведено аналіз отриманих результатів з метою виявлення режимів в робочому діапазоні гідромашини на яких мають місце підвищені вібрації лопаток напрямного апарата, визначена лінія обмеження потужності на основі аналізу статичної та динамічної складових гідравлічного моменту на лопатках напрямного апарата.

Ключові слова: модельна обернена гідромашина, лопатки направляючого апарату, насосний режим, турбінний режим, гідродинамічний крутний момент, тензометричний спосіб, універсальна чотириквадрантна характеристика.

УДК 621.24

Підвищення енергетичних якостей турбобура / М. Б. Мараховський, О. І. Гасюк, М. М. Кузнєцова // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Харків : НТУ «ХПІ», 2015. – № 45 (1154). – С. 68–71. – Бібліогр.: 10 назв. – ISSN 2411-3441.

Запропонована математична модель робочого процесу турбіни, яка дозволяє проводити прогнозну оцінку енергетичних якостей турбобура, та оцінити вплив точності виготовлення лопатевих систем проточної частини на енергетичні якості турбіни. Математична модель дозволяє описувати робочій процес у проточній частині з різним ступенем деталізації в залежності від стадії проектування.

Проведено аналіз впливу вихідного кута лопасті робочого колеса на ККД турбобура, який складений з робочих коліс з невеликими відхиленнями геометрії.

Ключові слова: турбобур, енергетична характеристика, математична модель, проточна частина, просторова решітка, вихідний кут лопасті робочого колеса.

УДК 622.245/7

Технологія видалення рідини з експлуатаційної колони глибокої свердловини / Д. В. Римчук // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Харків : НТУ «ХПІ», 2015. – № 45 (1154). – С. 72–75. – Бібліогр.: 7 назв. – ISSN 2411-3441. Проведений аналіз факторів, які впливають на якість освоєння та дослідження свердловин. Запропоновано спосіб видалення рідини з експлуатаційної неперфорованої та перфорованої колон глибокої свердловини. Приведена схема облаштування гирла та вибою свердловини при видаленні рідини з експлуатаційної неперфорованої колони та технологія видалення рідини з експлуатаційної перфорованої колони. Описаний порядок вилучення внутрішньої колони ліфтових труб із свердловини після видалення рідини і отримання припливу флюїду при перфорованій експлуатаційній колоні.

Ключові слова: свердловина, рідина, експлуатаційна колона, ліфтові труби, внутрішньотрубний простір, кільцевий простір, зворотний клапан.

УДК 621.224

Особливості чисельного моделювання течії в'язкої рідини в каналах погружних лопатевих насосів низької та середньої швидкохідності / Н. Г. Шевченко, О. Л. Шудрик, Л. Р. Радченко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Харків : НТУ «ХПІ», 2015. – № 45 (1154). – С. 76–81. – Бібліогр.: 12 назв. – ISSN 2411-3441.

Проведено аналіз особливостей робочого процесу і чисельного моделювання течії в'язкої рідни в ступені погружного відцентрового насосу с коефіцієнтом швидкохідності $n_s = 100$. Дано рекомендації щодо вибору моделі турбулентності та будуванню розрахункової сітки. Виконано трьохвимірне моделювання потоку за допомогою ANSYS CFX. Інтегральні характеристики насосу EBHД5-80, що отримано, добре стикуються з експериментом. Показана візуалізація розрахунку в проточній частини ступені.

Ключові слова: відцентровий насос, робоче колесо, напрямний апарат, ступень насосу, течія в'язкої рідини, математична модель, модель турбулентності, інтегральні характеристики.

УДК 539.3

Аналіз напружено-деформованого стану облицювання сталевозалізобетонної спіральної камери гідротурбіни РОЗ10-В-600 під час гідровипробування / К. М. Ровний, О. В. Душин // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Харків : НТУ «ХПІ», 2015. – № 45 (1154). – С. 82–85. – Бібліогр.: 8 назв. – ISSN 2411-3441.

Створено математичну модель для дослідження НДС вузла «статор-спіральна камера» РО310-В-600 згідно з розробленою схемою гідровипробування. Результати виконаного числового дослідження МКЕ дозволили виявити особливості НДС вузла «статор-спіральна камера» гідротурбіни РО310-В-600 під час гідровипробування. Виявлено зони локалізації напружень. Визначено вплив на рівень напружень конструктивних особливостей. Виконано порівняння рівня напружень в облицюванні спіральної камери під час гідровипробування та в обетонованому стані.

Ключові слова: турбіна, сталевозалізобетонна спіральна камера, статор, гідровипробування, метод кінцевих елементів, математична модель.

УДК 539.3

Досвід обстеження заставних частин при модернізації ГЕС і ГАЕС / С. В. Артемова, В. М. Зархіна, Н. О. Ільїчьова // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Харків : НТУ «ХПІ», 2015. – № 45 (1154). – С. 86–89. – Бібліогр.: 6 назв. – ISSN 2411-3441.

Фахівцями ПАТ «Турбоатом» розроблена програма натурного обстеження закладних частин гідротурбін, які відпрацювали нормативний ресурс, пропрацювавши 45-ть і більше років. Програма регламентує обсяг обстеження та порядок контролю елементів проточного тракту, оцінку їх технічного стану та призначення необхідних ремонтно-відновлювальних робіт. Програма натурного обстеження закладних частин гідротурбіни реалізована при модернізації гідротурбін Новосибірської ГЕС.

Ключові слова: модернізація, гідротурбіна, заставні частини, програма обстеження, пошкодження, контроль.

УДК 621.22

Математична модель удосконаленого гасителя пульсацій тиску / П. М. Андренко, О. В. Дмитрієнко, М. С. Свинаренко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Харків : НТУ «ХПІ», 2015. – № 45 (1154). – С. 90–94. – Бібліогр.: 10 назв. – ISSN 2411-3441.

Розроблено математичну модель удосконаленого гасителя пульсацій тиску з автоматичним підстроюванням параметрів у безрозмірних конструктивних параметрах. Описано особливості його конструктивного виконання та принцип роботи. Розраховані значення його коефіцієнта гасіння і критерії: узагальнений гашення пульсацій тиску та масогабаритний. Запропоновано використовувати для багатокритеріальної оптимізації конструктивних параметрів гасителя узагальнений критерій гашення пульсацій тиску у якості основного. Узагальнений критерій гашення пульсацій тиску і масогабаритний доцільно використовувати для порівняння показників технічного рівня гасителів різних типів.

Ключові слова: математична модель, гаситель пульсацій, коефіцієнт гасіння, безрозмірні параметри, оптимізація, критерії ефективності.

УДК 621.311.25

Математичні моделі систем і обладнання енергоблоків електростанцій для автоматизованого управління режимами їх експлуатації / Д. І. Кухтін, О. В. Єфімов, Т. В. Потаніна, Т. А. Гаркуша // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Харків : НТУ «ХПІ», 2015. – № 45 (1154). – С. 96–104. – Бібліогр.: 74 назв. – ISSN 2411-3441.

Розглянуто математичні моделі парогенераторним і реакторних установок AEC та їх допоміжного обладнання, паротурбінних установок AEC і TEC, теплообмінного обладнання систем регенерації, конденсації і теплофікації енергоблоків AEC і TEC. Показана необхідність вдосконалення математичних моделей систем та обладнання енергоблоків електростанцій для автоматизованого управління режимами їх експлуатації, що робить актуальними розробки та удосконалення математичного та алгоритмічного забезпечення, яке відповідає за автоматизацію систем управління енергоблоків AEC і TEC.

Ключові слова: математична модель, системи обладнання, автоматизоване управління, алгоритм, енергоблок, електростанція.

УДК 621.225

Методика діагностики і налаштування гідравлічних систем тестером гідравлічним ТГ-200 / О. М. Фатєєв, Т. С. Салига, А. В. Красильник, О. В. Єрьомін // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Харків : НТУ «ХПІ», 2015. – № 45 (1154). – С. 106–110. – Бібліогр.: 6 назв. – ISSN 2411-3441.

Розглянуті основні завдання діагностики гідравлічних систем. Пропонуються типові послідовності пошуку пошкоджень гідросистеми та її компонентів за допомогою гідротестера ТГ-200. Розглянуто схеми підключення гідротестера і послідовності дій при тестуванні насоса, запобіжного клапана, гідророзподільника, тестуванні та налагодженні гідросистеми за допомогою "Т" з'єднання. Представлені порівняльні характеристики (залежність витрати від величини тиску) для справного і дефектного насосів. Наведена методика діагностування та налаштування елементів гідросистем припускає мінімальне втручання в гідросистему, без демонтажу гідравлічних компонентів, що входять до системи. Застосування гідротестера ТГ-200 виключає необхідність у дорогих спеціальних стендах для проведення більшості діагностичних і регулювальних робіт. Ключові слова: діагностика гідросистем, тестер гідравлічний ТГ-200, тестування насосів, тестування запобіжних клапанів, тестування гідророзподільників, "Т" з'єднання.

РЕФЕРАТЫ

УДК 621.24

Позиционные гидропневмоагрегаты / М. В. Черкашенко, Т. С. Салыга, А. Н. Фатеев, Н. Н. Фатеева, Л. Р. Радченко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Харків : НТУ «ХПІ», 2015. – № 45 (1154). – С. 4–8. – Библиогр.: 6 назв. – ISSN 2411-3441.

Описаны принципы дискретного и дискретно-аналогового управления гидропневмоагрегатов технологического оборудования. Могут быть использованы при разработке регуляторов поворота лопастей направляющего аппарата гидрооборудования турбин, в гидроагрегатах кузнечно-прессового оборудования, в гидропневмоагрегатах металлорежущих станков и промышленных роботов и других объектов автоматизации. Приводят к построению схем, обеспечивающих высокую точность позиционирования, минимальные аппаратурные затраты, таким образом имеющих существенные преимущества.

Ключевые слова: гидропневмоагрегаты, позиционирование, схема, синтез, минимальность, объекты автоматизации.

УДК 621.224

Численное исследование течения жидкости в проточной части гидротурбины ПЛ20 Кременчугской ГЕС / А. В. Русанов, А. В. Линник, П. Н. Сухоребрый, О. Н. Хорев, Д. Ю. Косьянов // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Харків : НТУ «ХПІ», 2015. – № 45 (1154). – С. 9–15. – Библиогр.: 5 назв. – ISSN 2411-3441.

Представлены результаты расчетного исследования пространственного вязкого течения жидкости в проточной части осевой поворотно-лопастной гидротурбины ПЛ20 Кременчугской ГЭС. Моделирование течения выполнено на основе численного интегрирования уравнений Рейнольдса с дополнительным членом, содержащим искусственную сжимаемость. Для учета турбулентных эффектов применена двухпараметрическая модель турбулентности Ментера (SST). Расчеты проведены с помощью программного комплекса *IPMflow*. Дан анализ структуры потока, осредненных параметров и потерь энергии во всех элементах проточной части гидротурбины при максимальном угле установки лопасти рабочего колеса $\varphi = 35^\circ$.

Ключевые слова: численное моделирование, вязкое течение, проточная часть, осевая гидротурбина, потери энергии, программный комплекс.

УДК 621.165

Численный анализ нестационарных нагрузок и аэроупругих колебаний лопаточного венца последней ступени турбомашины с учетом неравномерного в окружном направлении противодавления / В. И. Гнесин, Л. В. Колодяжная, Р. Жандковски // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Харків : НТУ «ХПІ», 2015. – № 45 (1154). – С. 16–19. – Библиогр.: 8 назв. – ISSN 2411-3441.

Представлены результаты численного анализа аэроупругого поведения вибрирующего лопаточного венца турбинной ступени в трехмерном потоке идеального газа с учетом неравномерного в окружном направлении распределения давления. Численный метод основан на решении связанной задачи нестационарной аэродинамики и упругих колебаний лопаток в нестационарном пространственном потоке газа через лопаточные венцы последней ступени осевой турбины. Показано, что неравномерное в окружном направлении распределение давления за рабочим колесом влияет на нестационарные нагрузки и режимы колебаний лопаток.

Ключевые слова: численный анализ, идеальный поток, ступень осевой турбины, автоколебания, связанная задача, нестационарная нагрузка.

УДК 539.3

Оценка остаточного ресурса конструкций проточной части агрегатов ГЭС и ГАЭС с учетом трещиностойкости / А. В. Линник, О. Н. Зеленская, Т. Ф. Медведовская, И. Е. Ржевская, Е. А. Стрельникова // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Харків : НТУ «ХПІ», 2015. – № 45 (1154). – С. 20–25. – Библиогр.: 7 назв. – ISSN 2411-3441.

Предлагаются методики и пакеты прикладных программ для исследования статического и динамического НДС, оценки ресурса и долговечности крышек, рабочих колес, камер рабочих колес агрегатов ГЭС и ГАЭС. Получены численные результаты, позволяющие оценить ресурс элементов гидротурбин с учетом реальных условий эксплуатации. Проведено сопоставление расчетных и фактических данных по состоянию исследуемых объектов. Эти результаты дадут возможность конструктору обосновать необходимость модернизации существующего оборудования ГЭС.

Ключевые слова: крышка гидротурбины, рабочее колесо, камера рабочего колеса, статика, динамика, остаточный ресурс, долговечность.

УДК 519.2

Оценка динамических свойств гидромеханических следящих рулевых приводов систем управления летательных аппаратов по частотным характеристикам их динамической жесткости / Г. И. Зайончковский // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Харків : НТУ «ХПІ», 2015. – № 45 (1154). – С. 26–31. – Библиогр.: 12 назв. – ISSN 2411-3441.

Показана возможность оценки динамических свойств гидромеханических следящих рулевых приводов систем управления летательными аппаратами по частотным характеристикам их динамической жесткости. Приведены динамическая модель работы гидромеханических следящих рулевых приводов в системе управления летательного аппарата и методы их линеаризации. С использованием частотных методов теории автоматического управления проведена оценка динамических и противофлаттерных свойств рулевых приводов ранних кинематических схем. Получены критерии оценки устойчивости рулевого привода по его амплитудно-частотной характеристике динамической жесткости, а также критерии оценки противофлаттерных свойств рулевого привода по его фазочастотной характеристики его динамической жесткости. Сделаны выводы относительно улучшения динамических свойств рулевого привода за сет использования схемы привода с перевернутой кинематикой.

Ключевые слова: гидромеханический следящий рулевой привод, система управления, летательный аппарат, динамические свойства, динамическая жесткость, стойкость, противофлаттерные свойства.

УДК 621.646.45: 621.05: 621.454.2

Уточненный расчет динамических параметров газа в шаробаллоне / С. А. Шевченко, А. Л. Григорьев, М. С. Степанов // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Харків : НТУ «ХПІ», 2015. – № 45 (1154). – С. 32–40. – Библиогр.: 8 назв. – ISSN 2411-3441.

Выполнено уточнение замкнутой дискретно-континуальной модели пневмосистемы запуска ракетного двигателя, учитывающее инерционность газа при его нестационарном выпуске из шаробаллона. Указанный эффект моделируется при использовании приведенной

массы газа. Впервые для полости сферической формы разработан метод расчёта приведенной массы и получены аналитические формулы, удобные для практики. Показано, что учет инерционности газа в горловине и штуцере шаробаллона изменяет частоты колебаний системы и улучшает сходимость расчётных и экспериментальных данных. Разработанный математический аппарат используется для уточнения расчетной формулы коэффициента теплоотдачи от газа к стенкам баллона.

Ключевые слова: жидкостный ракетный двигатель, пневмосистема запуска, дискретно-континуальная модель, динамический анализ, приведенная масса газа, теплообмен со стенкой.

УДК 621.224

Особенности рабочего процесса радиально-осевых гидротурбин на высокие напоры / О. В. Потетенко, Е. С. Крупа // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Харків : НТУ «ХПІ», 2015. – № 45 (1154). – С. 41–46. – Библиогр.: 7 назв. – ISSN 2411-3441.

Рассматриваются особенности рабочего процесса высоконапорных радиально-осевых гидротурбин, причины потерь энергии в подводящих органах и в каналах рабочего колеса, а также анализируются современные методы математического моделирования потока. Исследована вихревая структура потока в подводящих органах и в рабочем колесе высоконапорных гидротурбин и причины, влияющие на нестационарность потока. Предложены направления совершенствования проточных частей радиально-осевых гидротурбин.

Ключевые слова: гидротурбина, рабочее колесо, спиральная камера, напор, мощность, потери энергии.

УДК 621.224

Синтез мехатронного гидропривода рабочего колеса гидротурбины / З. Я. Лурье, А. И. Гасюк, В. А. Булгаков, Л. Н. Цехмистро, Е. Н. Цента // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Харків : НТУ «ХПІ», 2015. – № 45 (1154). – С. 47–52. – Библиогр.: 10 назв. – ISSN 2411-3441.

Исследуется рабочий процесс мехатронного гидропривода рабочего колеса на основе усовершенствованной математической модели. Улучшение показателей качества динамических характеристик обеспечено вводом в устройство управления двух ПИД-регуляторов с дифференциальным изодромным каналом настройки. Отработка малых перемещений поршня сервомотора (малых углов поворота лопастей) с достаточной для практики точностью достигнута путем постановки и решения задачи динамического синтеза корректирующего устройства. Значения синтезированной кривой вводятся в программное обеспечение компьютерной системы и в процессе работы поступают в пропорциональный канал ПИД, превращая его в корректирующее устройство. При этом одновременно достигнута инвариантность рабочего процесса относительно вредного влияния увеличения газосодержания в двухфазной рабочей жидкости до 15 %.

Ключевые слова: математическая модель, мехатронный гидропривод, рабочее колесо, ПИД-регулятор, поворотнолопастная гидротурбина, корректирующее устройство, оптимизация, синтез.

УДК 621.225.001.4

Математическая модель рабочих процессов распределительной системы гидравлического вращателя планетарного типа / А. И. Панченко, А. А. Волошина, И. А. Панченко, Ю. П. Обернихин // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Харків : НТУ «ХПІ», 2015. – № 45 (1154). – С. 53–59. – Библиогр.: 17 назв. – ISSN 2411-3441.

Разработан математический аппарат и алгоритм расчета, позволяющие определить взаимосвязь геометрических параметров распределительной системы и выходных характеристик гидровращателя планетарного типа. Представлено более полное математическое описание процессов, происходящих в распределительной системе непосредственного типа, позволяющее исследовать статические и динамическе характеристики гидровращателя планетарного типа, работающего в составе гидроагрегата, с учетом влияния на него конструктивных особенностей распределительной системы.

Ключевые слова: высокомоментный гидровращатель планетарного типа, распределительная система, рабочие процессы, математическая модель, геометрические параметры, выходные характеристики.

УДК 621.224

Применение блочно-иерархического метода для определения гидродинамических характеристик обратимых гидромашин / В.Э. Дранковский, К. С. Резвая // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Харків : НТУ «ХПІ», 2015. – № 45 (1154). – С. 60–63. – Библиогр.: 5 назв. – ISSN 2411-3441.

Представлен подход к исследованию проточной части радиально-осевых гидромашин на основании математического моделирования рабочего процесса. Определены преимущества блочно-иерархического подхода на системе многоуровнего описания рабочего процесса. Представлена общая структура математического описания с помощью безразмерных коэффициентов. А также приведена блок-схема для двух режимов работы гидромашины и алгоритм для общего случая расчета пространственного течения жидкости.

Ключевые слова: насосный режим, турбинный режим, проточная часть, математическая модель, баланс энергии, потери энергии, алгоритм, объёмная модель, течение жидкости.

УДК 621.224.24

Экспериментальные исследования крутящих моментов на лопатках направляющего аппарата обратимой гидромашины / П. С. Завьялов, Ю. М. Кухтенков // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Харків : НТУ «ХПІ», 2015. – № 45 (1154). – С. 64–67. – Библиогр.: 6 назв. – ISSN 2411-3441.

Представлены результаты исследований статической и динамической составляющих крутящего момента на лопатках направляющего аппарата модельной обратимой гидромашины в поле четырехквадрантной характеристики для условий Днестровской ГАЭС, проведенные в ГТЛ ВАТ «Турбоатом». Проведен анализ уровней амплитуд составляющих крутящего момента, частот динамической составляющей, определены направления действия момента, даны рекомендации по выбору левой линии ограничения по мощности в турбинном режиме для исследуемой гидромашины с целью уменьшения возможных вибраций лопаток направляющего аппарата.

Ключевые слова: модельная обратимая гидромашина, лопатки направляющего аппарата, насосный режим, турбинный режим, гидродинамический крутящий момент, тензометрический способ, универсальная четырехквадрантная характеристика.

УДК 621.24

Повышение энергетических качеств турбобура / М. Б. Мараховский, А. И. Гасюк, М. М. Кузнецова // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Харків : НТУ «ХПІ», 2015. – № 45 (1154). – С. 68–71. – Библиогр.: 10 назв. – ISSN 2411-3441.

Предложена математическая модель рабочего процесса турбины, позволяющая производить прогнозную оценку энергетических качеств турбобура, а также оценить влияние точности изготовления лопастных систем проточной части на энергетические качества турбины. Математическая модель позволяет описывать рабочий процесс в проточной части с различной степенью детализации, в зависимости от стадии проектирования.

Произведен анализ влияния выходного угла лопастей рабочего колеса на КПД турбобура, собранного из рабочих колес, имеющих небольшие отклонения.

Ключевые слова: турбобур, энергетическая характеристика, математическая модель, проточная часть, пространственная решетка, выходной угол лопастей рабочего колеса.

УДК 622.245.7

Технология удаления жидкости из эксплуатационной колонны глубокой скважины / Д. В. Рымчук // Вісник НТУ «ХПІ». Серія:

Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Харків : НТУ «ХПІ», 2015. – № 45 (1154). – С. 72–75. – Библиогр .: 7 назв. – ISSN 2411-3441. Проведенный анализ факторов, влияющих на качество освоения и исследования скважин. Предложен способ удаления жидкости из эксплуатационной неперфорированной и перфорированной колонн глубокой скважины. Приведенная схема обустройства устья и забоя скважины при удалении жидкости из эксплуатационной неперфорированной колонны и технология удаления жидкости из эксплуатационной перфорированной колонны. Описанный порядок изъятия внутренней колонны лифтовых труб из скважины после удаления жидкости и получения притока флюида при перфорированной эксплуатационной колонне.

Ключевые слова: скважина, жидкость, эксплуатационная колонна, лифтовые трубы, внутритрубное пространство, кольцевое пространство, обратный клапан.

УДК 621.224

Особенности численного моделирования течения вязкой жидкости в каналах погружных лопастных насосов низкой и средней быстроходности / Н. Г. Шевченко, А. Л. Шудрик, Л. Р. Радченко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Харків : НТУ «ХПІ», 2015. – № 45 (1154). – С. 76–81. – Библиогр.: 12 назв. – ISSN 2411-3441.

Проведен анализ особенностей рабочего процесса и численного моделирования течения вязкой жидкости в ступени погружного центробежного насоса с коэффициентом быстроходности n_s = 100. Даны рекомендации по выбору модели турбулентности и построению расчетной сетки. Выполнено трехмерное моделирование потока с помощью ANSYS CFX. Полученные интегральные характеристики насоса ЭЦНД5-80 хорошо согласуются с экспериментом. Приведена визуализация результатов расчета в проточной части ступени.

Ключевые слова: центробежный насос, рабочее колесо, направляющий аппарат, ступень насоса, течение вязкой жидкости, математическая модель, модель турбулентности, интегральные характеристики.

УДК 539.3

Анализ напряженно-деформированного состояния облицовки сталежелезобетонной спиральной камеры гидротурбины РОЗ10-В-600 при гидроиспытании / К. Н. Ровный, А. В. Душин // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Харків : НТУ «ХПІ», 2015. – № 45 (1154). – С. 82–85. – Библиогр.: 8 назв. – ISSN 2411-3441.

Создана математическая модель для исследования НДС узла «статор-спиральная камера» РО310-В-600 согласно разработанной схеме гидроиспытания. Результаты выполненного численного исследования МКЭ позволили выявить особенности НДС узла «статор-спиральная камера» гидротурбины РО310-В-600 при гидроиспытании. Выявлены зоны локализации напряжений. Определено влияние на уровень напряжений конструктивных особенностей. Проведено сравнение уровня напряжений в облицовке спиральной камеры при гидроиспытании и в обетонированном состоянии.

Ключевые слова: турбина, сталежелезобетонная спиральная камера, статор, гидроиспытание, метод конечных элементов, математическая модель.

УДК 539.3

Опыт обследования закладных частей при модернизации ГЭС и ГАЭС / С.В. Артемова, В.Н. Зархина, Н. А. Ильичева // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Харків : НТУ «ХПІ», 2015. – № 45 (1154). – С. 86–89. – Библиогр.: 6 назв. – ISSN 2411-3441.

Специалистами ПАО «Турбоатом» разработана программа натурного обследования закладных частей гидротурбин, которые отработали нормативный ресурс, проработав 45-ть и более лет. Программа регламентирует объём обследования и порядок контроля элементов проточного тракта, оценку их технического состояния и назначение необходимых ремонтно-восстановительных работ. Программа натурного обследования закладных частей гидротурбины реализована при модернизации гидротурбин Новосибирской ГЭС.

Ключевые слова: модернизация, гидротурбина, закладные части, программа обследования, повреждения, контроль.

УДК 621.22

Математическая модель усовершенствованного гасителя пульсаций давления / П. Н. Андренко, О. В. Дмитриенко, М. С. Свинаренко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Харків : НТУ «ХПІ», 2015. – № 45 (1154). – С. 90–94. – Библиогр.: 10 назв. – ISSN 2411-3441.

Разработана математическая модель усовершенствованного гасителя пульсаций давления с автоматической подстройкой параметров в безразмерных конструктивных параметрах. Описаны особенности его конструктивного исполнения и принцип работы. Рассчитаны значения его коэффициента гашения и критерии: обобщенный гашения пульсаций давления и массогабаритный. Предложено использовать обобщенный критерий гашения пульсаций давления при многокритериальной оптимизации в качестве основного. Обобщенный критерий гашения пульсаций давления и массогабаритный целесообразно использовать для сравнения показателей технического уровня гасителей различных типов.

Ключевые слова: математическая модель, гаситель пульсаций, коэффициент гашения, безразмерные параметры, оптимизация, критерии эффективности.

УДК 621.311.25

Математические модели систем и оборудования энергоблоков электростанций для автоматизированного управления режимами их эксплуатации / Д. И. Кухтин, А. В. Ефимов, Т. В. Потанина, Т. А. Гаркуша // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Харків : НТУ «ХПІ», 2015. – № 45 (1154). – С. 96–104. – Библиогр.: 74 назв. – ISSN 2411-3441.

Рассмотрены математические модели парогенераторных и реакторных установок АЭС и их вспомогательного оборудования, паротурбинных установок АЭС и ТЭС, теплообменного оборудования систем регенерации, конденсации и теплофикации энергоблоков АЭС и ТЭС. Показана необходимость совершенствования математических моделей систем и оборудования энергоблоков электростанций для автоматизированного управления режимами их эксплуатации, что делает актуальными разработки и усовершенствование математического и алгоритмического обеспечения, которое отвечает за автоматизацию систем управления энергоблоков АЭС и ТЭС.

Ключевые слова: математическая модель, системы оборудования, автоматизированное управление, алгоритм, энергоблок, электростанция.

УДК 621.225

Методика диагностики и настройки гидравлических систем тестером гидравлическим ТГ-200 / А. Н. Фатеев, Т. С. Салыга, А. В. Красильник, А. В. Ерёмин // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Харків : НТУ «ХПІ», 2015. – № 45 (1154). – С. 106–110. – Библиогр.: 6 назв. – ISSN 2411-3441.

Рассмотрены основные задачи диагностики гидравлических систем. Предлагаются типовые последовательности поиска

неисправностей гидросистемы и ее компонентов с помощью гидротестера ТГ-200. Рассмотрены схемы подключения гидротестера и последовательности действий при тестировании насоса, предохранительного клапана, гидрораспределителя, тестировании и настройки гидросистемы с помощью "Т" соединения. Представлены сравнительные характеристики (зависимость расхода от величины давления) для исправного и дефектного насосов. Приведенная методика диагностирования и настройки элементов гидросистем предполагает минимальное вмешательство в гидросистему, без демонтажа входящего в нее гидравлического оборудования. Применение гидротестера ТГ-200 исключает необходимость в дорогостоящих специальных стендах для проведения большинства диагностических и регулировочных работ.

Ключевые слова: диагностика гидросистем, тестер гидравлический ТГ-200, тестирование насосов, тестирование предохранительных клапанов, тестирование гидрораспределителей, "Т" соединение.

ABSTRACTS

UDC 621 24

Positional hydropneumaticunits / M. V. Cherkashenko, T. S. Salyha, O. M. Fatyeyev, N. M. Fatieieva, L. R. Radchenko // Bulletin of NTU "Kh PI". Series: Hydraulic machines and hydrounits. - Kharkiv: NIU"Kh PI", 2015. - No 45 (1154). - P. 4-8. - Bibliogr.: 6. - ISSN 2411-3441. The principles discrete and digital-analog control hydropneumaticunits of technological equipment was describe. It can be used in the development of regulators turning vanes guide vanes of hydraulic turbines and hydraulic equipment, hydraulic unit in the press-forging equipment, hydropneumaticunits of machine tools and industrial robots and other automation objects too.

The proposed structure and the way we design, built on the principles of discrete control, has important advantages, as synthesized circuits contain simple discrete hydropneumatic equipment.

These principles lead to the construction schemes with high positioning accuracy, minimal hardware cost. Therefore it is have significant advantages.

Keywords: hydropneumaticunits, positioning, scheme, synthesis, minimum, automation objects.

UDC 621.224

The numerical investigation of fluid flow in the flow part of Kaplan turbine PL20 Kremenchugskaya HPP / A. V. Rusanov, A. V. Lynnyk, P. N. Sukhorebryi, O. N. Khoryev, D. Yu. Kosianov // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydrounits. -Kharkiv : NTU "KhPI", 2015. – No 45 (1154). – P. 9–15. – Bibliogr.: 5. – ISSN 2411-3441.

The results of numerical investigation of spatial flow of viscous incompressible fluid in flow part of Kaplan turbine PL20 Kremenchugskaya HPP are shown. Fluid simulation has been carried out on basis of numerical integration of the Reynolds equations with an additional term containing artificial compressibility. The differential two-parameter model of Menter (SST) 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 on space and time. Discretization of the investigated flow part has been made by using unstructured grid with hexagonal cells, with a total of about 4,5 million. The calculations have been conducted by means of the software system IPMFlow, developed at the IPMach NASU. Analysis of flow pattern and the averaged parameters in the typical cross-sections of spiral case, wicket gate, runner and draft tube is given in the article. The dependence of energy losses in all flow part elements of Kaplan turbine upon operation conditions at maximum setting angle of the runner blade $\varphi = 35^{\circ}$ is shown.

Keywords: numerical modelling, viscous flow, flow part, Kaplan turbine, energy loss, software system.

UDC 621.165

Numerical analysis of unsteady loads and aeroelastic vibrations of blade row of the turbomachine last stage with taking into account non-uniform circumferential backpressure/ V. I. Gnesin, L. V. Kolodyazhnaya, R. Rzadkowski // Bulletin of NTU "KhPl". Series: Hydraulic machines and hydrounits. - Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. - No 45 (1154). - P. 16-19. - Bibliogr.: 8. - ISSN 2411-3441.

There performed the results of numerical analysis of the aeroelastic behaviour of a vibrating blade row of the turbine stage in a threedimensional flow of an ideal gas, taking into account non-uniform of the pressure distribution in the circumferential direction. A numerical method is based on the solution of the coupled problem of the non-stationary aerodynamics and elastic vibrations of blades for non-stationary spatial gas flow through the blade rows of the last stage axial turbine.

3D ideal gas flow through the turbine stage with periodicity on the whole annulus is described by unsteady Euler equations in the form of conservation laws, which are integrated with use of the explicit monotonous finite-volume Godunov's difference scheme and moving hybrid H-H grid. The stator H-grid and rotor external H-grid remain unmoving during the calculation, while the rotor internal H-grid is rebuilt in each iteration according to each rotor blade moving, so that the external points remain unmoved, but points on the blade surface move connected rigidly with blade. The structure analysis uses the modal approach and 3D finite element model of a blade.

It is shown that non-uniform circumferential pressure distribution affects on the unsteady loads and the regimes of the blades vibrations.

The presented method for solution of coupled aeroelastic problem allows to prognose the amplitude-frequency spectrum of blade oscillations in gas flow including the forced vibrations and self-exited oscillations (flutter or autooscillations).

Keywords: numerical analysis, ideal flow, stage axial turbine, autooscillations, coupled problem, unsteady load.

UDC 539 3

Estimation of remaining operation life and longevity of metal-intensive structures of Dniprodzerzhynsk HPP hydraulic turbine PL20/661-B930 water passage / O. V. Lynnyk, O. N. Zelenskaya, T. F. Medvedovskaya, I. Ye. Rzhevskaya, Ye. A. Strelnikova // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydrounits. - Kharkiv : NTU "KhPI", 2015. - No 45 (1154). - P. 20-25. - Bibliogr.: 7 -ISSN 2411-3441.

The regulatory document "Calculation of residual operation life of HPP and PSP turbine water passage elements. Instructional guidelines" COY-H MEB 40.1-21677681-51 is developed, in this document the following is proposed: methods for the static and dynamic strain-stress state inspection, estimation of life and longevity of head covers, runners, runner chambers of HPP and PSP units. The existing defects' influence on the structure longevity is taking into consideration. The potential theory taken with the finite elements method and boundary element method is applied. The methods developed in the regulatory document are used for numerical analysis of the strain-stress state and estimation of the residual operation life of the most metal-intensive structures of the hydraulic turbine water passage, the replacement of these elements presents severe difficulties. These elements are: covers and linings of runner chambers made of steel grade St3 of hydraulic turbines PL20/661-B-930 of Dniprodzerzhynsk HPP operated under the conditions of multicycle dynamic stress, the total service life of which after the units' modernization will constitute not less than 40 years. The numerical results are obtained, they allow to estimate the hydraulic turbine elements' life considering actual operating conditions. Design and actual data on the state of the objects under investigation are compared. The scope of modernization for efficiency guarantees fulfilment and the guaranteed power generation of modernized hydraulic turbines is proposed.

Keywords: turbine head cover, runner, runner chamber, statics, dynamics, remaining life, longevity.

UDC 529.735.064

Dynamic properties evaluation for hydraulic follower drive of aircraft control systems by their frequency characteristics and dynamic rigidity / H. I. Zaionchkovskyi // Bulletin of NTU «KhPI». Series: Hydraulic machines and hydrounits. – Kharkiv : NTU «KhPI», 2015. – No 45 (1154). – P. 26–31. – Bibliogr.: 12. – ISSN 2411-3441.

The article shows the possibility of dynamical properties evaluation for the hydraulic follower drive used in rudder drives of aircraft control systems frequency characteristics of their dynamic rigidity. The paper gives a dynamic model of work for the hydraulic follower drive used in rudder drives of aircraft control systems, which includes the real rigidity of rudder drive and liquid compressibility in cavities of the drive force cylinder. Has been given methods for linearization of the obtained dynamic model. Using the frequency methods from automatic control theory the dynamical and anti-flutter characteristics of hydraulic follower drives with different kinematic schemes were evaluated. The transfer function of dynamic rigidity for rudder drive was obtained, and using it the frequency characteristics of dynamic rigidity of the rudder drive by its amplitude-frequency characteristic of dynamic rigidity, and the evaluation criteria for the anti-flutter properties of the rudder drive by its phase-frequency characteristic of dynamic rigidity. It was reasoned the use in the aircraft control system of the rudder drive with the reverse kinematic, which has increased stability reserves and anti-flutter properties.

Keywords: hydraulic follower drive, control system, aircraft, dynamic properties, dynamic rigidity, anti-flutter properties.

UDC 621.646.45: 621.05: 621.454.2

Improved calculation of gas-dynamic parameters in spherical tank / S. A. Shevchenko, A. L. Grigoriev, M. S. Stepanov // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydrounits. – Kharkiv : NTU "KhPI», 2015. – No 45 (1154). – P. 32–40. – Bibliogr.: 8. – ISSN 2411-3441.

It has been taken into account the inertia of the gas when discharge from spherical tank is unsteady. This effect has been modeled by using reduced mass of gas. For the first time the method of reduced mass calculation of the spherical cavity has been developed and suitable for practice analytical formulas have been obtained. It has been shown that taking into account of the gas inertia in the filler and in the connector of the spherical tank changes the frequency of system's oscillations and improves convergence of design and experimental data. The mathematical apparatus, which has been developed, is used for improving of the design formula for the coefficient of heat transfer from the gas to the tank walls.

Keywords: liquid-rocket engine, pneumatic starting system, discrete-continual model, dynamic analysis, equivalent mass of gas, heat exchange with wall.

UDC 621.224

Features of working process Francis turbines at high discharge heads / **O. V. Potetenko, E. S. Krupa** // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydrounits. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2015. – No 45 (1154). – P. 41–46– Bibliogr.: 7. – ISSN 2411-3441.

The article deals with researches of features workflow of high-pressure Francis turbines, the causes of energy loss in the supply elements and channels of runner.

Is investigated vortex structure of the flow in the water supply element and in the runner of high-pressure hydraulic turbines and factors influencing the unsteady flow, causing the pressure pulsation and vibration in the end walls defining the flow. Experimental research of the flow in the spiral, the stay blades and the guide apparatus of the turbine revealed the presence of large-scale vortex formation in the meridional section spiral type "vortex pair."

Directions of improving the flow of parts Francis turbines that improve their performance and especially efficiency, reliability and durability of the hydraulic unit. The work presents new type of lead organ with the converging nozzle assembly, combined with the stay blades and the guide apparatus.

Keywords: turbine, runner, spiral, head, output, energy losses.

UDC 621.224

Synthesis of mechatronic hydraulic drive of hydroturbine runner / Z. Ya. Lurye, A. I. Gasyuk, V. A. Bulgakov, L. N. Tsekhmistro, E. N. Tsenta // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydrounits. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2015. – No 45 (1154). – P. 47–52. – Bibliogr.: 10. – ISSN 2411-3441.

In the article the working process of mechatronic hydraulic drive of the runner is investigated on the basis of the advanced mathematical model. The improvement of quality indexes of dynamic characteristics is provided with an input into control device of two PID-regulators with the differential isodromic channel settings. Adjustment of the small displacements of the servomotor piston (small rotation angles of the blades) with sufficient accuracy for practice is achieved by formulation and solution of the problem of correcting device dynamic synthesis. The values of the synthesized curve are entered the computer system software and in the process of work they come into the PID proportional channel transforming it into a correcting device. Simultaneously the invariance of working process is achieved regarding harmful influence of gas content increase in two-phase working fluid up to 15 %.

Keywords: mathematical model, mechatronic hydraulic drive, runner, PID-regulator, Kaplan turbine, correcting device, optimization, synthesis.

UDC 621.225.001.4

The mathematical model of the working processes in the distribution system of the hydraulic planetary rotator / A. I. Panchenko, A. A. Voloshina, I. A. Panchenko, Yu. P. Obernikhin // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydrounits. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2015. – No 45 (1154) – P. 53–59 – Bibliogr.: 17. – ISSN 2411-3441.

Theoretical studying of the system for the working fluid distribution in the hydraulic planetary rotators has been conducted. This allowed to define geometrical parameters of the distribution system elements as well as to study their influence on the change in output characteristics of the planetary rotator. The mathematical model of the working processes, which take place in the distribution system, has been developed. The model gives an opportunity to research the relation between the system's geometrical parameters and the output characteristics of the planetary rotator. This makes it possible to investigate the static and dynamic characteristics of the hydraulic planetary rotor, which works as a part of a hydraulic unit. Moreover the model application enables to define the influence of design features of the distribution system on its static and dynamic characteristics. The developed mathematical model is considered to be the basis for the improvement of the calculating and design theory, which allows to define the working surfaces in the distribution system of the hydraulic planetary rotator.

Keywords: high-torque hydraulic planetary rotator, distribution system, working processes, mathematical model, geometrical parameters, output characteristics.

UDC 621.224

Application of block-hierarchical method for the determination of the hydrodynamic characteristics of reversible hydraulic machines / V. E. Drankovskiy, K. S. Rezvaya // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydrounits. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2015. – No 45 (1154). – P. 60–63. – Bibliogr.: 5. – ISSN 2411-3441.

The approach to investigation of the water passage of the radial-axial hydraulic machines based on mathematical modeling of working process is presented. Advantages block-hierarchical approach to the system of multi-level description of the working process is defined. The overall structure of the mathematical description by means of dimensionless coefficients is presented. In addition, a block diagram for the pump and turbine operating modes of the hydraulic machine and algorithm for the general case of the numerical investigation of the 3D flow in the water passage of the aggregate are presented. The spatial calculation of fluid flow by using of the program complex is described. Features of the calculation in the program ANSYS-CFX are presented.

Keywords: pumping mode, turbine mode, water passage, mathematical model, energy balance, energy loss, algorithm, volume model, fluid flow.

UDC 621.224.24

Experimental studies torques on guide vanes reversible hydraulic machine / P. S. Zavialov, Y. M. Kukhtenkov // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydrounits. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2015. – No 45 (1154). – P. 64–67. – Bibliogr.: 6. – ISSN 2411-3441.

Reversible hydraulic reliability largely depends on the intensity of the hydrodynamic forces acting on the blades NA. Experimental determination of the torques on shoulder blades allows you to obtain reliable information for a wide range of operating modes of the hydraulic machine, including-pump, turbine, counter-braking mode and return pump, which is necessary for the development and design of the blades NA and the rotation mechanism, as well as to improve the theoretical methods of their determination. The results of studies of static and dynamic components of the torque on the blades NA reversible hydraulic machine in the universal characteristic for the conditions of the Dniester PSP conducted in GTL BAT "Turboatom". The analysis of the results obtained in order to identify the mode operating range of hydraulic machines in which there are high vibration blades NA defined limit line capacity based on the analysis of static and dynamic components of the hydraulic torque on the blades NA. The article provides an analysis of the frequency of the hydraulic torque.

Keywords: reversible hydraulic model machine, guide vanes that make up the hydrodynamic torque, pumping mode, turbine mode, strain method, four-quadrant universal characteristic.

UDC 621.24

Improving the energy qualities of the turbodrill / M. B. Marakhovsky, A. I. Gasiyk, M. M. Kuznechova // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydrounits. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2015. – No 45 (1154). – P. 68–71. – Bibliogr.: 10. – ISSN 2411-3441.

A mathematical model of working process of the turbine, enabling a predictive assessment of the energy characteristics of the turbodrill, and to assess the influence of the manufacturing precision of vane systems on flow-through part of the energy quality of the turbine.

The mathematical model allows to describe the workflow in the flow part, with varying degrees of detail, depending on the design stage.

The proposed method of modeling allows us to assess the impact of deviations of angles of the vane systems taking place at their manufacturing energy characteristic of the turbine and to investigate the influence of scatter of actual geometrical parameters of a flowing part on the energy quality of the turbodrill. Analysis of the data shows a significant change in the coefficient of the theoretical intensity and, as a consequence, the efficiency of the turbodrill with a small change in output angle of a blade system of the impeller.

The results confirm a significant influence of the deviation of the output angle of a blade system of the impeller on the energy qualities of the turbodrill.

In the assembly of the turbodrill should be a selection of impellers for the specified geometric parameter that will improve the energy qualities of the turbodrill.

Keywords: the turbodrill, energy characteristics, mathematical model, flow part, spatial lattice, output angle of a blade system of the impeller.

UDC 622.245.7

Technology removal of fluid from the deep hole production string / D. V. Rymchuk // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydrounits. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2015. – No 45 (1154). – P.72–75. – Bibliogr.: 7. – ISSN 2411-3441.

The analysis of factors affecting the quality of research and development wells. These existing methods of removing fluid from the well and call methods inflow of fluid. A new way to remove fluid from the operational punched and perforated columns deep wells. Present location and arrangement of the mouth of the bottom hole while removing fluid from the operational technology punched columns and removing fluid from the operational perforated column. The described procedure for extracting internal column lift pipes from the well after the removal of fluids and get influx of fluid in the perforated production string. Designated way communication pipe space outdoor column lift pipes from the production string after removing the inner column lift pipes for the introduction of wells in operation. Analyzed the design of devices for the installation of the bottom of the elevator pipes.

Keywords: well, liquid, operational column, lift pipes, the in-line space, the annular space, the check valve.

UDC 621.224

Features of numerical modeling flow of viscous liquid in channels of submersible bladed pumps of low and average rapidity / N. G. Shevchenko, A. L. Shudrik, L. R. Radchenko // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydrounits. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2015. – No 45 (1154). – P. 76–81. – Bibliogr.: 12. – ISSN 2411-3441.

The analysis of features of working process and numerical modeling of a current of viscous liquid is carried out to steps of the submersible centrifugal pump with coefficient of rapidity of $n_s = 100$.

Recommendations about a choice of model of turbulence and creation of a settlement grid in flowing part are made. Three-dimensional modeling of a stream of liquid in the submersible centrifugal pump by means of the program ANSYS CFX complex is executed. Good coordination of settlement and experimental integrated characteristics of the pump ESP5-80 is received. Visualization of results of calculation of kinematics of a stream, distribution of speed and pressure is given in flowing part of a step.

Possibilities of use of program production of ANSYS CFX are analyzed on example of calculation of multiphase liquids and the accounting of a roughness. It will allow predict characteristic of the pump when pumping real liquid during the periods of long operation with high precision.

Keywords: the centrifugal pump, the driving wheel directing the device, a pump step, a current of viscous liquid, mathematical model, turbulence model, integrated characteristics.

UDC 539.3

Analysis of stress-strain state of steel-reinforced concrete spiral case of hydroturbine PO310-B-600 during hydraulic testing / O. V. Dushyn, K. M. Rovny // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydrounits. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2015. – No 45 (1154). – P. 82–85. – Bibliogr.: 8. – ISSN 2411-3441.

Current regulatory documents include certain provisions related to the issues of calculation and design of large-diameter circular spiral cases for high heads. Spiral case designs are classified into the following types: a steel spiral case covered with a soft gasket separating the spiral shell from the reinforced concrete of the turbine block; a composite reinforced concrete spiral case without any deformable gasket between the bearing structure and mass reinforced concrete of the turbine block where forces are taken up jointly by the steel shell and reinforcement cage; a composite reinforced concrete spiral case with a deformable gasket at the top, between the bearing composite reinforced concrete of the turbine block. The used type of design is mainly determined by the value of HD parameter (product of water column height and spiral case inlet diameter). An overview is given, of the existing numerical methods to analyze the strain-stress behavior of stay ring/spiral case assembly. A mathematical model is created for stress-strain analysis of stay ring/spiral case assembly of hydroturbine PO310-B-600 according to the developed hydrotesting pattern. The results of numerical FEM analysis allow detecting of special features of stress-strain behavior of the stay ring/spiral case

assembly of hydroturbine PO310-B-600 during hydrotesting. Stress localization areas are detected. The influence of design features on stress level is determined. The spiral case lining stress level during hydrotesting is compared to that with spiral case as concreted.

Keywords: turbine, steel-reinforced concrete spiral case, stay ring, hydrotesting, final elements method, mathematical model.

UDC 539.3

Experience of embedded parts inspection during HPP's and PSP's modernization / S. V. Artomova, V. N. Zarkhina, N. A. Ilicheva // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydrounits. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2015. – No 45 (1154). – P. 86–89. – Bibliogr.: 6. – ISSN 2411-3441.

Over the past few years the quantity of HPP's equipment operating beyond the end of its statutory service life has grown, therefore its piecemeal replacement and reconstruction are performed. The scope of work on hydraulic turbine reconstruction includes, in addition to replacement, the use of the existing turbine assembly units, particularly embedded parts. PJSC Turboatom's technicians developed the field inspection program of embedded parts of the hydraulic turbines which had been in operation for 45 years or more and the service life of which has expired. The program complements the effective regulatory document COV–H MEB 40.1–21677681-51:2011 "Calculation of residual operation life of HPP and PSP turbine water passage elements" approved by the Ministry of Energy and Coal Industry of Ukraine. The program regulates the scope of inspection and the checking procedure of water passage elements, estimation of their technical condition and prescription of the necessary repair and refurbishment works. The program was implemented during the modernization of Novosibirskaya HPP's turbines. Based on the program implementation the standard defects of the generating units under operation are generalized, the schedule for their classification is proposed and allowable deviations of the stay vanes profile thickness are determined, as well as the prescriptions are given for performance of the required scope of repair and refurbishment works and non-destructive testing in order to provide a successful operation of the modernized turbines.

Keywords: modernization, hydraulic turbine, embedded parts, inspection program, damages, check.

UDC 621.22

Mathematical model of the improved pulsation dampener of pressure / P. N. Andrienko, O. V. Dmitrienko, M. S. Svinarenko // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydrounits. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2015. – No 45 (1154). – P. 90–94. – Bibliogr.: 10. – ISSN 2411-3441.

The mathematical model of working process of the improved pulsation dampener of pressure with the automatic tuning of parameters in dimensionless structural parameters has been developed, which is based on the concentration of parameters on T- and G- by similar schemes and takes into account gas content of working liquid, her temperature, the time variation of viscosity, coefficients of expenditure of relative inductive and active resistance of channels. The peculiarities of his structural execution and principle of work have been described. The efficiency of work of pulsation dampener of pressure in composition hydrounits has been proposed to estimate, except the coefficient of damping, by next criteria: by the generalized criterion of damping of pressure pulsation and criterion of weight and size. By results of mathematical modeling of working processes in by volume hydrounit, in which has been installed pulsation dampener of pressure with automatic tuning of parameters, have been received oscillograms of pressure pulsation at its input and output and has been set its coefficient of damping. The values of its generalized coefficient of damping of pressure pulsation dampener of pressure with automatic tuning parameters is constant. For multi-criteria optimization of design parameters of the dampener as the main criterion has been proposed to use the generalized criterion of damping of pressure pulsation. The generalized criterion of damping of pressure pulsation and criterion of weight and size specified in the relative parameters of pulsation dampener of pressure with automatic tuning parameters is constant. For multi-criteria optimization of design parameters of the dampener as the main criterion of weight and size specified in the relative parameters of pulsation dampener of pressure pulsation and criterion of weight and size specified in the relative parameters of pulsation dampener of pressure with automatic tuning parameters is constant. For multi-criteria optimization of design parameters of the dampene

Keywords: mathematical model, pulsation dampener, the damping coefficient, dimensionless parameters, optimization, performance criteria.

UDC 621.311.25

Mathematical models of systems and equipment of powerblock for automated control of operating mode / D. I. Kukhtin, A. V. Efimov, T. V. Potanina, T. A. Garcusha // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydrounits. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2015. – No 45(1154). – P. 96–104. – Bibliogr.: 74. – ISSN 2411-3441.

There have been proposed mathematical model of the steam generator and reactor nuclear power plants and their ancillary equipment, nuclear steam turbines and thermal power plants, heat exchange equipment recovery systems, condensation and cogeneration NPP and TPP. The necessity of improving mathematical models of systems and equipment of power plants for the automated management of modes of operation, making the actual development and the improvement of mathematical and algorithmic software, which is responsible for the automation of control systems NPP and TPP. To make effective use of data on the operation of nuclear steam generators with VVER created a wide range of software for the collection, storage and analysis of these data in order to systematize all possible information about the conditions of their work. A review of existing methods, models, computer systems and approaches to modeling the functional state of the main equipment of NPP and TPP, and analyzes their heterogeneity, problem-oriented, and the specifics of the actual need for the maximum possible unification to create automated control systems operating modes NPP and TPP. On the basis of mathematical models is possible to construct an algorithm for calculating elements of NPP and TPP, which will facilitate the writing of a control program for calculating NPP and TPP.

Keywords: mathematical model, system equipment, automatic control, algorithm, power unit, power station.

UDC 621.225

Method of diagnostics and control of hydraulic systems of a hydraulic tester of TG-200 / O. M. Fatyeyev, T. S. Salyha, A. V. Krasilnik, A. V. Yeromin // Bulletin of NTU"KhPI". Series: Hydraulic machines and hydrounits. – Kharkiv : NTU"KhPI", 2015. – No 45(1154). – P. 106–110. – Bibliogr.: 6. – ISSN2411-3441.

The main objectives of hydraulic systems diagnostics were considered. Standard sequences of search of mal functions of a hydraulic system and its components with the help of TG-200 hydraulic tester were offered. Schemes of connection of a hydraulic tester and sequence of actions during testing of the pump, safety valve, direction valve, testing and control of a hydraulic system with the help of "T" connection were described. Comparative characteristics (dependence of an expense on a pressure amount) for opera ble and defective pumps were presented. The given technique of diagnosing and setting of elements of hydraulic system, with out dismantle of the hydraulic equipment which belongs to this hydraulic system. Application of a hydraulic tester of TG-200 excludes need for special stands, which are expensive, for carrying out the majority of diagnostic and adjusting works.

Keywords: diagnostics of hydraulic systems, the hydraulic tester of TG-200, testing of pumps, testing of pressure-relief valves, testing of hydraulic distributors, "T" connection.

3MICT

Фундаментальні дослідження
Черкашенко М. В., Салыга Т. С., Фатеев А. Н., Фатеева Н. Н., Радченко Л. Р. Позиционные
гидропневмоагрегаты
Русанов А. В., Хорев О. Н., Линник А. В., Сухореорыи П. Н., Косьянов Д. Ю. Численное исследование
течения жидкости в проточной части гидротуройны ПЛ20 Кременчутской ГЭС
и несин D. И., Колоозянния Л. D., Миноковски Iикленный анализ нестационарных нагрузок и аэромпругих колебаний попаточного вения последней ступени турбоманиины с учетом неравномерного в
окружном направлении противолавления
Линник А. В., Зеленская О. Н., Медведовская Т. Ф., Ржевская И. Е., Стрельникова Е. А. Оценка
остаточного ресурса и долговечности металлоемких конструкций проточной части гидротурбин
ПЛ20/661-В-930 Днепродзержинской ГЭС
Зайончковський Г. Й. Оцінка динамічних властивостей гідромеханічних слідкуючих рульових приводів
систем керування літальних апаратів за частотними характеристиками їх динамічної жорсткості
Шевченко С. А., Григорьев А. Л., Степанов М. С. Уточненный расчёт динамических параметров газа в
шаробаллоне
изпори изпори
Пипье З Я Гасюк А И Булгаков В А. Пехмистро Л. Н. Пента F. Н. Синтез мехатронного
гилропривола рабочего колеса гилротурбины
Панченко А. И., Волошина А. А., Панченко И. А., Обернихин Ю. П. Математическая модель рабочих
процессов распределительной системы гидравлического вращателя планетарного типа
Дранковский В. Э., Резвая К. С. Применение блочно-иерархического метода для определения
гидродинамических характеристик обратимых гидромашин
Завьялов П. С., Кухтенков Ю. М. Экспериментальные исследования крутящих моментов на лопатках
направляющего аппарата обратимой гидромашины
<i>Мараховскии М. Б., Гасюк А. И., Кузнецова М. М.</i> Повышение энергетических качеств турообура
Гимчук Д. Б. Технологія видалення рідини з експлуатаційної колони глиоокої свердловини
жилкости в каналах погружных попастных насосов низкой и средней быстроходности 76
Ровный К. Н., Душин А. В. Анализ напряженно-деформированного состояния облицовки
сталежелезобетонной спиральной камеры гидротурбины РОЗ10-В-600 при гидроиспытании
Артемова С. В., Зархина В. Н., Ильичева Н. А. Опыт обследования закладных частей при модернизации
ГЭС и ГАЭС
Андренко П. М., Дмитрієнко О. В., Свинаренко М. С. Математична модель удосконаленого гасителя
пульсацій тиску
ОГЛЯДИ
Кухтин Д. И., Ефимов А. D., Потанина Г. D., Гаркуша Г. А. Математические модели систем и
эксплуатании 96
Інноваційні розробки
Фатеев А. Н., Салыга Т. С., Красильник А. В., Ерёмин А. В. Методика диагностики и настройки
гидравлических систем тестером гидравлическим ТГ-200
Реферати
Рефераты
Abstracts

CONTENTS

Fundamentals	3
Cherkashenko M. V., Salyha T. S., Fatyeyev O. M., Fatieieva N. M., Radchenko L. R. Position	nal
hydropneumaticunits	4
Rusanov A. V., Lynnyk A. V., Sukhorebryi P. N., Khoryev O. N., Kosianov D. Yu. The numerical investigation o	f
fluid flow in the flow part of Kaplan turbine PL20 Kremenchugskaya HPP	9
Gnesin V. I., Kolodyazhnaya L. V., Rzadkowski R. Numerical analysis of unsteady loads and aeroelastic vibration	S
of blade row of the turbomachine last stage with taking into account non-uniform circumferential backpressure	16
Lynnyk O. V., Zelenskaya O. N., Medvedovskaya T. F., Rzhevskaya I. Ye., Strelnikova Ye. A. Estimation of	of
remaining operation life and longevity of metal-intensive structures of Dniprodzerzhynsk HPP hydraulic turbin	e
PL20/661-B930 water passage	20
Zaionchkovskyi H. I. Dynamic properties evaluation for hydraulic follower drive of aircraft control systems by their	r
frequency characteristics and dynamic rigidity	26
Shevchenko S. A., Grigoriev A. L., Stepanov M. S. Improved calculation of gas-dynamic parameters in spherica	ıl
tank	32
Potetenko O. V., Krupa E. S. Features of working process Francis turbines at high discharge heads	41
Lurye Z. Ya., Gasyuk A. I., Bulgakov V. A., Tsekhmistro L. N., Tsenta E. N. Synthesis of mechatronic hydrauli	с
drive of hydroturbine runner	47
Panchenko A. I., Voloshina A. A., Panchenko I. A., Obernikhin Yu. P. The mathematical model of the working	g 50
processes in the distribution system of the hydraulic planetary rotator	53
Drankovskiy V. E., Rezvaya K. S. Application of block-hierarchical method for the determination of the	e
hydrodynamic characteristics of reversible hydraulic machines	60
Zavialov P. S., Kukhtenkov Y. M. Experimental studies torques on guide vanes reversible hydraulic machine	64
<i>Maraknovsky M. B., Gasiyk A. I., Kuznecnova M. M.</i> Improving the energy qualities of the turboariii	68
<i>Kymchuk D. v.</i> 1 echnology removal of fluid from the deep note production string	12 n
shernala of submarsible bladed numma of low and average ranidity.	11 76
<i>Roway K. M. Dushup O. V. Applying of strong strong state of stepl reinforced concrete spiral asso of hydrotyching</i>	/0
Rowly R. M., Dushyn O. V. Analysis of successual state of steel-reinforced concrete spiral case of hydrolutoin DO310 B 600 during hydroluto testing	ີ່ຈາ
Artomova S. V. Zarkhing V. N. Hickova N. A. Experience of embedded parts inspection during HDD's and PSP'	02
modernization	s 86
Andrienko P. N. Dmitrienko O. V. Svingrenko M. S. Mathematical model of the improved pulsation dampener c	00 f
pressure	90
Reviews	90
Kukhtin D. L. Efimov A. V., Potaning T. V., Garcusha T. A. Mathematical models of systems and equipment c	of
nowerblock for automated control of operating mode	96
Innovative Developments	105
O. M. Fatvevev. T. S. Salvha. A. V. Krasilnik. A. V. Yeromin. Method of diagnostics and control of	
hydraulic systems of a hydraulic tester of TG-200	106
Реферати	111
Рефераты	114
Abstracts	117

НАУКОВЕ ВИДАННЯ

ВІСНИК НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНІЧНОГО УНІВЕРСИТЕТУ «ХПІ»

Збірник наукових праць

Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати

№ 45 (1154)

Науковий редактор д-р техн. наук, проф. М. В. Черкашенко Технічний редактор канд. техн. наук, доц. Н. М. Фатєєва

Відповідальний за випуск канд. техн. наук І. Б. Обухова

АДРЕСА РЕДКОЛЕГІЇ: 61002, Харків, вул. Фрунзе, 21, НТУ «ХПІ» Кафедра «Гідравлічні машини» Тел.: (057) 707-66-46. Тел./факс: (057) 707-63-49 e-mail: gmntukhpi@gmail.com http://www.kpi.kharkiv.edu/gdm

Обл.-вид. № 41-15.

Підписано до друку 30.10.2015 р. Формат 60×90¼. Папір офсетний 80г/ м². Друк цифровий. Умов. друк. арк. 5,5. Обл.-вид. арк. 5,7. Наклад 300. Зам. №668. Ціна договірна.

Видавничий центр НТУ «ХПІ». Свідоцтво про державну реєстрацію суб'єкта видавничої справи ДК №3657 від 24.12.2009 р. 61002, Харків, вул. Фрунзе, 21

Надруковано в друкарні ФО-П Дуюнова Т.В. Свідоцтво про державну реєстрацію № 2475418720 від 19.11.2014 р. 61023, м. Харків, вул. Весніна, 12. тел. (057) 717-28-80, e-mail: promart_order@ukr.net