

1'2014

Кафедри «Гідравлічні машини»

100
років



Енергетичні
та теплотехнічні
процеси й устаткування



Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт» основан в 1885 году. Его история стала неотъемлемой частью научно-технической, интеллектуальной и культурной истории Украины. С Харьковским политехническим университетом связаны имена лауреата Нобелевской премии Л.Д. Ландау, всемирно известных ученых – академиков Н.Н. Бекетова, П.П. Будникова, А.К. Вальтера, А.М. Ляпунова, С.П. Тимошенко, М.Д. Пильчикова, К.Д. Синельникова, В.А. Стеклова, Е.И. Орлова, Г.Ф. Проскуры, И.И.

Стрелкова, В.Н. Хрущова, С.С. Уразовского, А.П. Филиппова, В.И. Атрощенко, А.С. Бережного, А.М. Подгорного, почетных докторов Д.И. Менделеева и Н.Е. Жуковского, а также основателя НТУ «ХПИ» и Киевской политехники профессора В.Л. Кирпичева и других. Университет богат научными школами и их достижениями. Среди научных школ особое место занимает школа гидромашиностроения.

Кафедра «Гидравлические машины», одна из старейших кафедр НТУ «ХПИ», основанная академиком Г.Ф. Проскурой в 1914 году, стояла у истоков гидро- и авиастроения. Кафедра гордится своими выпускниками, среди которых выдающийся авиаконструктор М.И. Гуревич, директор Научно-исследовательского института промышленной энергетики Украины Л. С. Шмугляков, руководитель отдела электродинамики института энергетики Украины академик В.Н. Хрущов, главный конструктор гидротурбин ОАО «Турбоатом», проф., д.т.н. И.С. Веремеенко, академик АН Украины А.П. Филиппов, проф., д.т.н. Э. Э. Рафалес-Ламарка, проф., д.т.н. Д.Я. Алексапольский и многие другие.

Сегодня кафедру возглавляет профессор, доктор технических наук, Михаил Владимирович Черкашенко – основоположник научного направления «Синтез минимальных схем гидropневмоавтоматики и гидropневмоприводов».

За многие годы на кафедре проведено более 200 научно-исследовательских работ с большим технико-экономическим эффектом в промышленности. Разработки кафедры внедрены на предприятиях Украины, России, в Европейских странах, в странах Латинской Америки, в Индии и др.

Нет сомнения, что и в дальнейшем коллектив кафедры будет работать на высоком научно-техническом уровне и вносить весомый вклад в успехи всего коллектива нашего университета.

Ректор

Национального технического университета
«Харьковский политехнический институт»

Товажнянский Л.Л.

К 100-летию кафедры «Гидравлические машины»

На верхнем бьефе Интеллекта
Стоит могучий Коллектив,
В честь славного его Столетия
Звучит, как главный лейтмотив,

Широкая людская Благодарность
Бесчисленных былых Учеников.
И эта историческая данность
В Грядущем повторится вновь!

Неколебимость строгих Знаний
О сути Гидравлических Машин
Как Символ эстафетности дерзаний
Как монолит бетонности плотин.

Наследники Георгия Проскуры
Прославят кафедру не раз,
И Времени безжалостные бури
Не смогут деформировать каркас

Единства мыслей Коллектива
И Силу творческих Идей,
И пусть вся Водная Стихия
Шумит в Турбинах для Людей!

Желаем многих Юбилеев,
Желаем Счастья и Добра,
И от Редакции Журнала
Кричим Вам громкое Ура!

От редколлегии Э.Г. Братута

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

ВІСНИК
НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНІЧНОГО
УНІВЕРСИТЕТУ
«ХПІ»

Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування

№ 1(1044) 2014

Збірник наукових праць

Видання засноване у 1961 р.

Харків
НТУ «ХПІ», 2014

Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Збірник наукових праць.
Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХПІ». – 2014.
– № 1(1044). – 240 с. – ISSN 2078-774X.

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

Збірник виходить українською та російською мовами

Вісник Національного технічного університету «ХПІ» внесено до «Переліку наукових фахових видань України, в яких можуть публікуватися результати дисертаційних робіт на здобуття наукових ступенів доктора і кандидата наук затвердженого Постановою президії ВАК України від 26 травня 2010 р., № 1-05 (Бюлетень ВАК України, № 6, 2010 р., с. 3, № 20).

Видання засновано Національним технічним університетом «ХПІ» в 2001 році

Координаційна рада:

Л.Л. ТОВАЖНЯНСЬКИЙ, д-р техн. наук, проф. (голова);
К.А. ГОРБУНОВ, канд. техн. наук, доц. (секретар);
А.П. МАРЧЕНКО, д-р техн. наук, проф. Є.І. СОКІЛ, 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. РИШЕНКО, 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: А.В. Бойко, д-р техн. наук, проф.

Відповідальний секретар: Ю.О. Юдін, канд. техн. наук, проф.

Члени редколегії: Е.Г. БРАГУТА, д-р техн. наук, проф.; А.М. ГАНЖА, д-р техн. наук, проф.;
В.І. ГНЕСІН, д-р техн. наук, проф.; С.В. ЕРШОВ, д-р техн. наук, проф.;
О.В. ЕФІМОВ, д-р техн. наук, проф.; В.М. КОШЕЛЬНИК, д-р техн. наук, проф.;
З.Я. ЛУР'Є, д-р техн. наук, проф.; Ю.М. МАЦЕВИТИЙ, д-р техн. наук, академік НАНУ,
дійсний чл. АН України; М.О. ТАРАСЕНКО, канд. техн. наук, проф.;
О.І. ТАРАСОВ, д-р техн. наук, проф.; А.А. ХАЛАТОВ, д-р техн. наук, академік НАНУ;
М.В. ЧЕРКАШЕНКО, д-р техн. наук, проф.; О.Л. ШУБЕНКО, д-р техн. наук, чл.-кор. НАНУ

У квітні 2013 р. Вісник Національного технічного університету «ХПІ», серія «Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування», включений у довідник періодичних видань бази даних Ulrich's Periodicals Directory (New Jersey, USA)

Рекомендовано до друку Вченою радою НТУ «ХПІ».
Протокол № 10 від 22 листопада 2013 р.

ЗМІСТ

**Енергетичні та теплотехнічні
процеси й устаткування**

**К 100-річчю кафедри «Гідравлічні машини»
ім. академіка Г.Ф. Проскури**

<i>ЧЕРКАШЕНКО М.В.</i> Кафедре «Гидравлические машины» им. академика Г.Ф. Проскуры – 100 лет.....	5
<i>БОЙКО А.В., УСАТЫЙ А.П., АВДЕЕВА Е.П.</i> Численное исследование эффективности уравнительной камеры за регулирующей ступенью на разных режимах работы.....	6
<i>ВЕРЕМЕЕНКО И.С., РУСАНОВ А.В., ДЕДКОВ В.Н., АГИБАЛОВ Е.С., ГЛАДЫШЕВ С.В.</i> Развитие экспериментальной базы гидротурбостроения в ИПМаш НАН Украины.....	12
<i>ЧЕРКАШЕНКО М.В.</i> Синтез минимальных схем гидропневмоагрегатов.....	22
<i>ВУРЬЕ Б.А., ГОРДЮХИН А.А.</i> Системы гидропневмоагрегатов.....	32
<i>ВЕРЕМЕЕНКО И.С., АНДРЮЩЕНКО С.А.</i> Особенности оценки частоты продольных колебаний ротора гидроагрегата.....	36
<i>РУСАНОВ А.В., ЛИННИК А.В., СУХОРЕБРЫЙ П.Н., ХОРЕВ О.Н., РЯБОВ А.В.</i> Математическое моделирование течения жидкости и анализ характеристик потока в подводе гидротурбины ПЛ20 Кременчугской ГЭС.....	41
<i>ПОТЕТЕНКО О.В., ДРАНКОВСКИЙ В.Э., КРУПА Е.С., ВАХРУШЕВА О.С.</i> Совершенствование рабочих процессов гидротурбин с применением новых конструктивных решений для различных диапазонов напоров	49
<i>КОЛЫЧЕВ В.А., ТЫНЬЯНОВА И.И.</i> Приближенный метод расчета кинематических параметров потока в проточной части радиально-осевой гидротурбины.....	58
<i>ЛУРЬЕ З.Я., ГАСЮК А.И.</i> Поэтапная многокритериальная оптимизация качающих узлов шестеренных насосов внутреннего зацепления по заданному рабочему объему	69
<i>ГНЕСИН В.И., КОЛОДЯЖНАЯ Л.В., КОЛЕСНИК А.А.</i> Численный анализ аэроупругого поведения лопаточного венца вентилятора компрессора	77
<i>ЯХНО О.М., СТРУТИНСЬКИЙ С.В.</i> Гідродинамічні процеси магнітних сферичних шарнірів просторових систем приводів у вигляді рухомих октаедричних структур.....	88
<i>ЗАЙОНЧКОВСЬКИЙ Г.Й.</i> Визначення запасів стійкості та протифлатерних властивостей гідравлічних слідкуючих рульових приводів систем керування літаків.....	99
<i>РИКУНІЧ Ю.М.</i> Визначення запасів працездатності пневматичних електромагнітних клапанів	110

СВОБОДА Д.Г., ЖАРКОВСКИЙ А.А. Исследование влияния условий течения жидкости на интегральные характеристики осевого насоса с быстроходностью $n_s = 570$	121
РУСАНОВ А.В., СУХОРЕБРЫЙ П.Н., ХОРЕВ О.Н., КОСЬЯНОВ Д.Ю., ГОРОДЕЦКИЙ Ю.В. Численное исследование и анализ рабочего процесса в проточной части осевой поворотно-лопастной гидротурбины	125
ПАНЧЕНКО А.И., ВОЛОШИНА А.А., ПАНЧЕНКО И.А. Методика проектирования элементов вытеснительных систем гидровращателей планетарного типа.....	136
МИРОНОВ К.А., ЯКОВЛЕВА Л.К., ГУЛАХМАДОВ А.А. Совершенствование проточных частей радиально-осевых гидротурбин	146
ИВАНИЦКАЯ Е.П. К вопросу влияния диаметра поршня одноштокового гидравлического цилиндра на переходные процессы гидравлического модуля	152
АНДРЕНКО П.М., ДМИТРИЄНКО О.В. Динамічний синтез мехатронного модуля руху	157
ПОЛУШКИН К.А. Алгоритм синтеза схем гидропневмоагрегатов	164
РЯБОВ А.В., КАТАСОНОВ А.Е., БОНДАРЕНКО А.В., ТРУБАЕВ А.И., ВОДКА А.А., УЛЬЯНОВ Ю.Н. Совместные пульсационные и вибрационные испытания модельной гидротурбины ПЛ-20.....	170
ШЕВЧЕНКО Н.Г., КОВАЛЬ Е.С., ШУДРИК А.Л. Комплекс программ для расчета параметров штанговой скважинной насосной установки	175
РИМЧУК Д.В., ЦИБУЛЬКО С.В. Оптимізація процесу радіальної деформації оболонки вибухового пакера.....	180
АВРУНИН Г.А., МОРОЗ И.И. Этапы развития и достижения современного объемного гидропривода	185
ГУСАК О.Г., НЕНЯ В.Г., МАТВИЄНКО О.А. Робочий процес малогабаритного осьового ступеня свердловинного насоса.....	192
АВЕРШИН А.Г., СОЛОДОВ В.Г. Разработка эффективной формы воздухозаборника гоночного автомобиля ХАДИ 31	198
ЗАВЬЯЛОВ П.С., КУХТЕНКОВ Ю.М., ПОДВОЙСКИЙ Ю.А. Математическое моделирование низкочастотных пульсаций давлений в отсасывающих трубах жестколопастных гидротурбин и обратимых гидромашин	204
КОСТОРНОЙ С.Д. Модель течения, учитывающая особенности граничных условий реальной жидкости.....	214
ЦЕНЦИПЕР А.И., ЗЕЛЕНСКИЙ М.В. Безопасность и техника защиты фонтанных скважин	222
ФАТЕЕВА Н.Н. Алгоритм оценки параметрической надежности гидропневмоагрегатов	228
БАРИЛЮК Е.И. Роль демпфирования в снижении скорости износа уплотнительных поверхностей малогабаритного электромагнитного клапана.....	233

**КАФЕДРЕ «ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ МАШИНЫ»
ИМ. АКАДЕМИКА Г.Ф. ПРОСКУРЫ – 100 ЛЕТ**

В этом году исполняется 100 лет со дня основания кафедры «Гидравлические машины» им. академика Г.Ф. Проскуры. 16 января 1914 г. Георгий Федорович Проскура возглавил гидравлическую лабораторию и на ее основе создал кафедру гидромеханики. Это была одна из первых кафедр гидравлического профиля в восточной Европе, хотя преподавание курсов гидромеханического профиля началось намного раньше – с открытия Харьковского технологического института в 1885 году. На кафедре преподавали и учились многие выдающиеся ученые. Среди них: М.И. Гуревич, Л.С. Шмугляков, Э.Э. Рафалес-Ламарка, И.С. Веремеенко и многие другие. На базе кафедры были основаны: Харьковский авиационный институт; ИПМаш НАН Украины; институт энергетики. Долгое время заведовали кафедрой Д.Я. Алексапольский, О.В. Потетенко.

В настоящее время на кафедре обучается более 300 студентов (из них – около 150 иностранных студентов), подготовка ведется по трем специальностям: «Гидроэнергетика», «Гидравлические машины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика», «Машины и механизмы нефтяных и газовых промыслов». Широкий диапазон и фундаментальность получаемых у нас знаний позволяет нашим специалистам работать в энергетической, оборонной, авиационной, транспортной, медицинской, машиностроительной, химической и других отраслях. Около двадцати предприятий Украины заключили с кафедрой долгосрочные договора о сотрудничестве при распределении студентов.

Научная работа проводится в рамках научно-исследовательской лаборатории «Лаборатория исследования гидравлических процессов в гидромашинах и гидроприводах». За многие годы на кафедре проведено более 200 научно-исследовательских работ с большим технико-экономическим эффектом в промышленности. Разработки кафедры внедрены на предприятиях Украины, России, в Европейских странах, в странах Латинской Америки, в Индии и др.

За последние десять лет сотрудники кафедры опубликовали 5 монографий, 16 учебных пособий. Регулярно издаются методические указания, публикуются статьи, входящие в международные наукометрические базы данных. Сотрудники кафедры принимают участие в международных научных конференциях. За последнее время защищена докторская и 8 кандидатских диссертаций.

Коллектив кафедры «Гидравлические машины», основателем которой является выдающийся ученый академик Г.Ф. Проскура, и далее приложит все усилия для того, чтобы быть одним из лучших в нашем университете.

Заведующий кафедрой «Гидравлические машины» М. В. Черкашенко

УДК 621.165

А.В. БОЙКО, д-р техн. наук; проф. НТУ «ХПИ»;
А.П. УСАТЫЙ, д-р техн. наук; с.н.с. НТУ «ХПИ»;
Е.П. АВДЕЕВА, аспірантка НТУ «ХПИ»

ЧИСЛЕННОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ УРАВНИТЕЛЬНОЙ КАМЕРЫ ЗА РЕГУЛИРУЮЩЕЙ СТУПЕНЬЮ НА РАЗНЫХ РЕЖИМАХ РАБОТЫ

Проведены исследования влияния режима работы турбины на потери давления в камере за регулирующей ступенью. Приведенные результаты исследования, выполнены с помощью *CFD*-моделирования и других программных комплексов.

Ключевые слова: уравнительная камера, регулирующая ступень, потери давления, режим работы.

Введение

Режимы эксплуатации современных турбин с сопловым парораспределением оказывают существенное влияние на эффективность работы, как регулирующей ступени, так и турбин в целом. Регулирующая ступень изначально имеет некоторую степень парциальности, а эксплуатация турбины на нерасчетных режимах ведет к ее увеличению и как следствие к увеличению дополнительных потерь энергии, снижению КПД регулирующей ступени и эффективности остальных ступеней цилиндра [1]. Величина дополнительных потерь зависит как от конструктивных, так и от режимных параметров. Из конструктивных параметров наиболее важными являются: степень парциальности, межвенцовый зазор [2] и осевое расстояние между регулирующей ступенью и первой ступенью давления. Расстояние между ступенями определяется шириной уравнительной камеры, предназначенной для снижения неравномерности распределения давления рабочего тела на входе в направляющий аппарат первой ступени давления.

Исследование указанной проблемы требует комплексного подхода: проведение расчетного и физического эксперимента. Высокая стоимость физического эксперимента в настоящее время привела к широкому использованию современных методов вычислительной гидродинамики (*CFD*), основанных на моделировании реальных физических процессов течения. Применение трехмерных расчетных моделей позволяет с достаточной точностью оценивать влияние режима работы турбины на общий уровень потерь в камере за регулирующей ступенью.

Данная статья посвящена расчетно-теоретическому исследованию трехмерного течения пара в уравнительной камере за регулирующей ступенью и определению уровня потерь в ней с учетом режимов работы турбины.

Постановка задачи

В качестве прототипа объекта исследования была выбрана уравнительная камера за регулирующей ступенью турбины К-310-240 производства ОАО «Турбоатом», представленная на рис. 1.

Основные геометрические характеристики регулирующей ступени приведены в таблице 1. Направляющий аппарат регулирующей ступени выполнен из трех сегментов с различным количеством сопел.

© А.В. Бойко, А.П. Усатый, Е.П. Авдеева, 2014

Подвод пара к сегментам осуществляется через систему клапанов с последовательным открытием. В первую очередь пар подается в сегмент с наибольшим количеством сопел $Z_c = 40$. Затем ко второму и третьему сегменту с $Z_c = 23$ и $Z_c = 15$, соответственно.

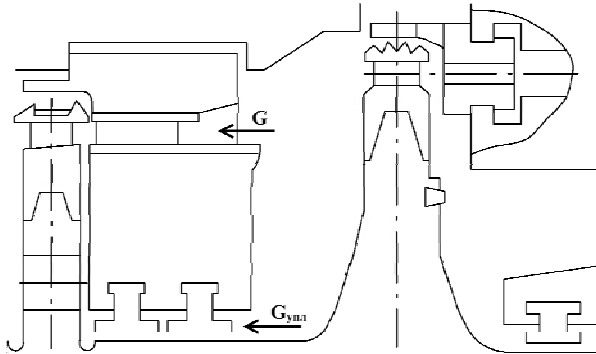


Рис. 1 – Эскиз уравнильной камеры за регулирующей ступенью турбины К-310-240

Параметры режимов работы турбины выбраны из теплового расчета, выполненного ОАО «Турбоатом» и представлены в таблице 2: полное давление (P_c^*) и полная температура (T_c^*) на входе в каждый сегмент; массовый расход на выходе из уравнильной камеры (G); массовый расход в диафрагменное уплотнение ($G_{упл}$). Частота вращения ротора – 3000 об/мин.

Таблица 1

Геометрические характеристики регулирующей ступени

Параметр	Направляющий аппарат (НА)	Рабочее колесо (РК)
D/l	51,09	45,23
$D_{ср}$, м	1,175	1,176
t/b (на среднем диаметре)	0,684	0,481
l/b (на среднем диаметре)	0,416	0,325
$\alpha_{1эф}, \beta_{2эф}$, градус	13	21,83
Количество лопаток, шт.	78	96
Начальная степень парциальности	0,8	–

Исследуемые режимы можно разделить на три группы по количеству открытых сегментов. В каждой группе варьировалось количество подводимого пара на входе в регулируемую ступень, для того, чтобы оценить уровень влияния степени парциальности на эффективность работы уравнильной камеры.

Таблица 2

Исходные данные по режимам работы турбины

Режим	G , кг/с	$G_{упл}$, кг/с	Сегмент № 1 $Z_c = 40$		Сегмент № 2 $Z_c = 23$		Сегмент № 3 $Z_c = 15$	
			P_c^* , МПа	T_c^* , К	P_c^* , МПа	T_c^* , К	P_c^* , МПа	T_c^* , К
$G_{НОМ}$	274,03	3,05	22,492	808,6	22,031	806,8	22,004	806,7
0,941 $G_{НОМ}$	258,52	2,87	22,376	808,2	21,521	804,8	17,868	789,9
0,919 $G_{НОМ}$	252,47	2,81	22,314	807,9	21,111	803,2	–	–
0,855 $G_{НОМ}$	234,89	2,61	22,165	807,4	17,904	790,0	–	–
0,712 $G_{НОМ}$	195,61	2,17	21,418	804,4	13,449	770,1	–	–
0,670 $G_{НОМ}$	184,07	2,04	20,592	801,1	–	–	–	–
0,480 $G_{НОМ}$	131,87	1,46	14,753	776,1	–	–	–	–

Результаты расчета

Известно, что получение достоверных результатов трехмерного расчета напрямую зависит от построения качественной сетки. Получение такой сетки является весьма сложной задачей, так как исследуемый объект, в силу своих конструктивных особенностей, имеет сложную геометрию. В связи с этим расчетная область была разделена на четыре части: сопловая решетка, межвенцовый зазор, рабочая решетка и камера за регулирующей ступенью (рис. 2).

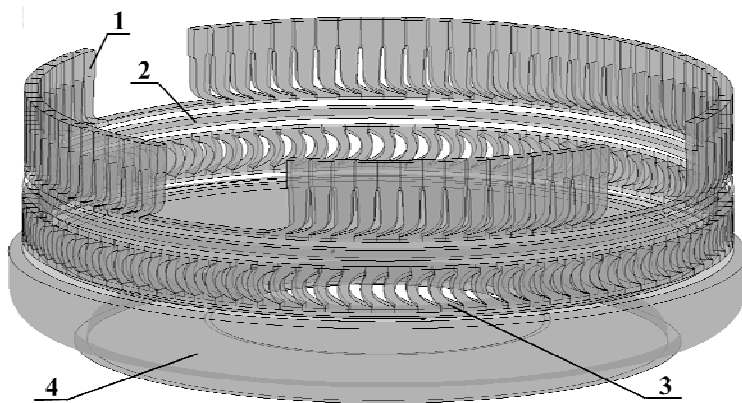


Рис. 2 – Расчетный объем:

1 – сопловая решетка; 2 – межвенцовый зазор;
3 – рабочая решетка; 4 – уравнивающая камера

Построение сетки расчетной области сопловой и рабочей решеток осуществлялось с помощью, разработанной на кафедре турбиностроения НТУ «ХПИ» программы *TOpGrid* [3], обеспечивающей эффективное построение блочно-структурированных сеток различного уровня сложности. Остальные сетки были выполнены с помощью программы *ICEM CFD*.

Каждый участок расчетного объема

соответствует рис. 1, за исключением сопловой решетки регулирующей ступени, выполненной с удлинением на входном участке для обеспечения равномерного распределения полного давления.

Численные исследования выполнены в программном комплексе *ANSYS CFX*, который базируется на численном решении осредненных по Рейнольдсу уравнений Навье-Стокса

$$\frac{\partial u_j}{\partial x_j} = 0,$$

$$\frac{\partial u_i}{\partial t} + \frac{\partial (u_j u_i)}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\nu_{eff} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right],$$

где x_i , $i=1,2$ – декартовы координаты; t – время; u_i – декартовы составляющие вектора средней скорости; p – давление; $\nu_{eff} = \nu + \nu_t$ – эффективный коэффициент кинематической вязкости; ν и ν_t – молекулярный и турбулентный коэффициенты кинематической вязкости.

Для замыкания осредненных по Рейнольдсу уравнений Навье-Стокса применяют различные модели турбулентности. Для поставленной задачи использовалась модель турбулентности Ментера (*SST*) с двумя дифференциальными уравнениями.

Выходной участок уравнивающей камеры (вход в НА первой ступени давления) в окружном направлении был разделен на 360 равных секторов, в которых определялись значения полного давления осредненного по расходу и по высоте сопла (P^*). Результатами численных расчетов являются зависимости распределения

отношения полного давления в каждом секторе (P^*) к его максимальному значению (P^*_{\max}) (рис. 3).

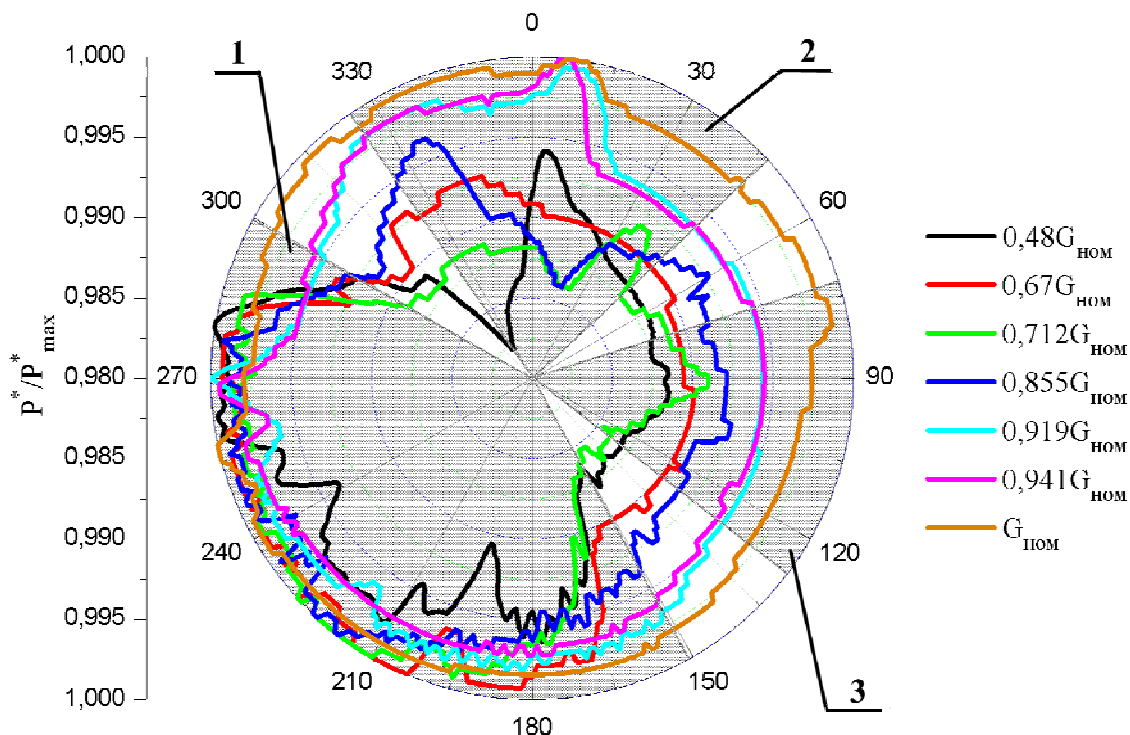


Рис. 3 – Распределение относительного полного давления по окружности на входе в НА первой ступени давления: 1 – сегмент № 1; 2 – сегмент № 2; 3 – сегмент № 3

Из рисунка видно, что на номинальном режиме наблюдается наименьшая степень неравномерности распределения полного давления, чего и следовало ожидать. Несмотря на это имеется небольшой разброс в значениях, который составляет примерно 0,3 %. Для режима с наименьшим расходом рабочего тела ($0,48 G_{\text{НОМ}}$) – этот разброс составляет около 2 %.

Серым цветом выделена область подвода пара к сегментам. Цифрой 1 обозначен наибольший сегмент с количеством сопел $Z_c = 40$, цифрами 2 и 3 обозначены сегменты с числом сопел $Z_c = 23$ и $Z_c = 15$, соответственно.

На рисунке 3 четко выражена область работы сегмента № 1 на всех режимах. Резкие спады и подъемы давления на графике объясняются сложным вихреобразным течением, особенно это ярко выражено на режиме $0,48 G_{\text{НОМ}}$ (рис. 4). В зоне неактивных дуг наблюдается существенное падение относительного полного давления.

Потери давления в уравнивательной камере определялись по следующей зависимости

$$\Delta P = \frac{P^*_{\text{ВХ}} - P^*_{\text{ВЫХ}}}{P^*_{\text{ВХ}}} \cdot 100\%,$$

где $P^*_{\text{ВХ}}$ – полное давление на входе в уравнивательную камеру (на выходе из рабочего колеса регулирующей ступени), осредненное по расходу, МПа; $P^*_{\text{ВЫХ}}$ – полное давление на выходе из уравнивательной камеры (на входе в направляющий аппарат первой ступени давления), осредненное по расходу, МПа.

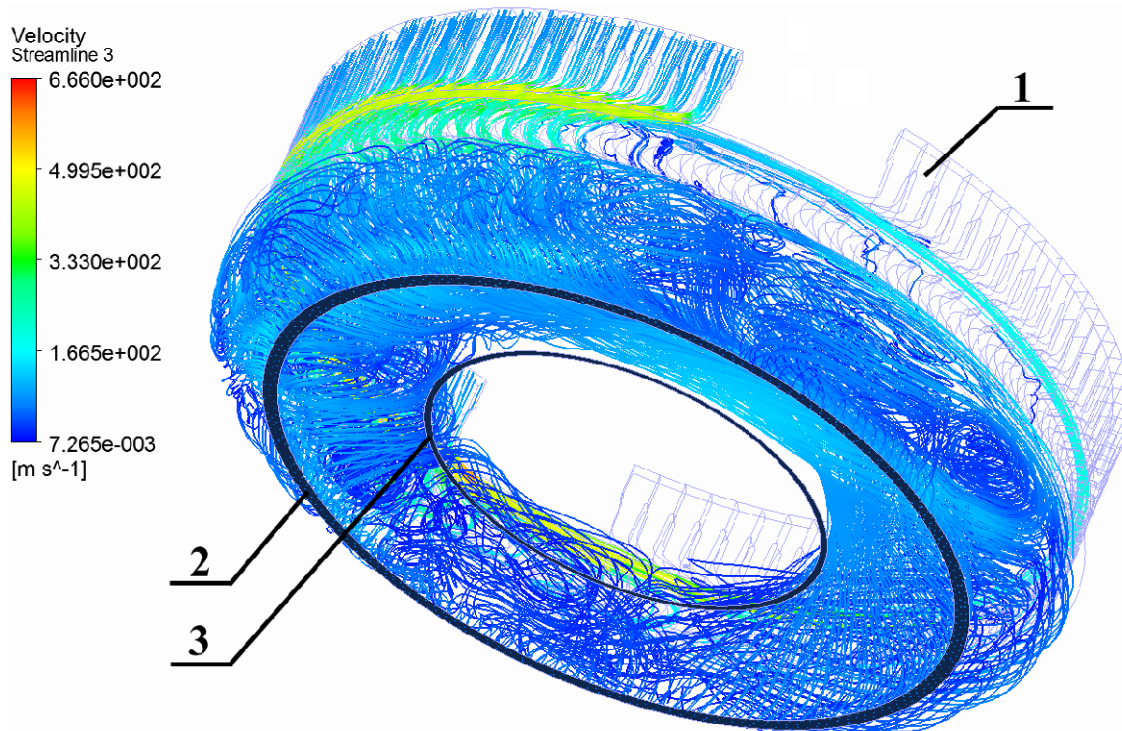


Рис. 4 – Линии тока и величины скорости на режиме $0,48 G_{ном}$:
 1 – сегмент с закрытым регулирующим клапаном; 2 – вход в НА первой ступени давления;
 3 – вход в диафрагменное уплотнение

Трехмерное численное исследование уравнительной камеры показало, что уменьшение в два раза пропускаемого массового расхода пара через турбину приводит к увеличению в четыре раза потерь давления в уравнительной камере (рис. 5).

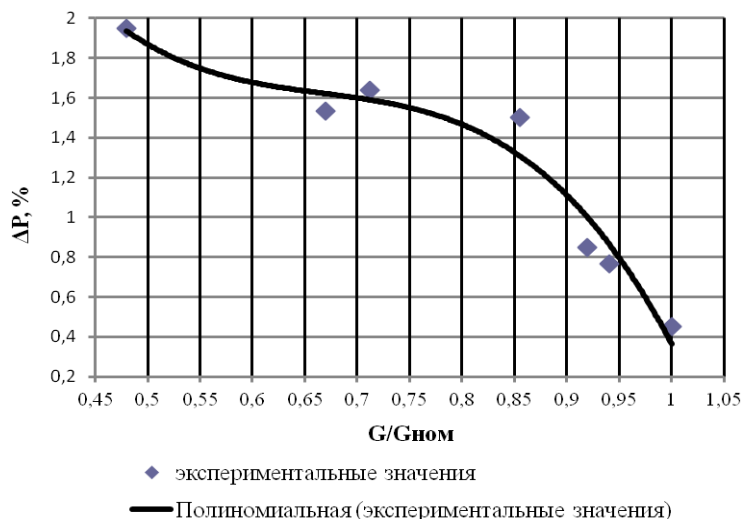


Рис. 5 – Зависимость потерь давления от режима эксплуатации

Уровень потерь давления в уравнительной камере напрямую зависит от нескольких факторов. Одним из основных факторов является степень парциальности регулирующей ступени, при наличии которой возникают дополнительные потери в области неактивных дуг направляющего аппарата регулирующей ступени. С уменьшением расхода пара на входе в проточную часть растет степень парциальности, что приводит к образованию

дополнительных вихрей с более высокой интенсивностью.

Кроме того, важным фактором является и геометрия (конструкция) самой уравнительной камеры. Наличие различного рода уступов и угловых зон в ней ухудшают картину течения, образованием в них вихрей. Из рис. 3, 4 видно, что одной из главных причин возникновения дополнительных потерь в уравнительной камере является наличие интенсивных вихрей в зоне неактивных дуг направляющего аппарата

регулюючої ступені. Якість сітки також впливає на результати розрахунку. В даній роботі розрахункова сітка побудована з 10 млн. 672 тис. ячеек.

На рисунку 4 точками представлені втрати тиску в урівнювальній камері на різних режимах роботи турбіни. Крива третього порядку достатньо точно описує зміну втрат тиску в урівнювальній камері на змінних режимах роботи установки.

Урівнювальна крива має наступний вигляд

$$y = -28,052x^3 + 56,179x^2 - 38,187x + 10,424.$$

Дана залежність дає можливість враховувати втрати тиску в урівнювальній камері при проектуванні та модернізації турбіни з урахуванням режимів експлуатації.

Висновки

1) Проведені дослідження показали ефективність застосування тривимірної моделювання при дослідженні величини втрат тиску в урівнювальній камері за регулюючою ступенню в залежності від положення регулюючих клапанів.

2) В результаті досліджень була отримана залежність втрат тиску від витрати в урівнювальній камері, а також оцінена ступінь нерівномірності відносного повного тиску в оточуючому напрямку, що дозволяє більш точно проводити оптимізацію елементів проточної частини турбін з урахуванням їх режиму експлуатації.

Список літератури: 1. *Фичоряк, О.М.* Дослідження та розробка способів підвищення ефективності роботи потужних теплофікаційних турбін: дис. ... канд. техн. наук: 05.04.12 / Фичоряк Ольга Михайлівна. – М., 2007. – 180 с. – Бібліогр.: с. 168-180. – 003062734. 2. *Бойко, А.В.* Оцінка впливу міжвенцевого зазору на ефективність регулюючої ступені на змінному режимі [Текст] / А.В. Бойко, Ю.Н. Говорущенко, А.П. Усатий, Е.П. Авдеева // Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. Вісник НТУ «ХПІ». Зб. наук. праць. – Х.: НТУ «ХПІ», 2012. – № 7. – С. 49-53. – ISSN 2078-774X. 3. *Бойко, А.В.* Побудова параметризованих сіток для тривимірної оптимізації турбінних лопаток [Текст] / А.В. Бойко, Ю.Н. Говорущенко, М.В. Бурлака // Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. Вісник НТУ «ХПІ». Зб. наук. праць. – Х.: НТУ «ХПІ», 2008. – № 6. – С. 6-12. 4. *Голушко, А.Н.* Совершенствование камеры за регулюючою ступенню паротурбінної установки на основі численного моделювання: дис. ... канд. техн. наук: 05.04.12 / Голушко Андрей Николаевич. – Б., 2011. – 125 с. – Бібліогр.: с. 115-123. – 04201251697.

Поступила в редколлегию 05.09.13

УДК 621.165

Численне дослідження ефективності урівнювальної камери за регулюючою ступенню на різних режимах роботи [Текст] / А.В. Бойко, А.П. Усатий, Е.П. Авдеева // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХПІ», 2014. – № 1(1044). – С. 6-11. – Бібліогр.: 4 назв. – ISSN 2078-774X.

Проведені дослідження впливу режиму роботи турбіни на втрати тиску в камері за регулюючим ступенем. Викладено результати дослідження, виконані за допомогою *CFD*-моделювання та інших програмних комплексів.

Ключові слова: вирівнювальна камера, регулюючий ступінь, втрати тиску, режим роботи.

The influence of operation mode of steam turbine on the loss of pressure in chamber for the control stage has been investigated. The results of studies performed using *CFD*-simulation and other software systems.

Keywords: equalizing chamber, the control stage, pressure loss, the operating mode.

УДК 621.224

И.С. ВЕРЕМЕЕНКО, д-р техн. наук; главный конструктор ООО «Харьковтурбоинжиниринг»;
А.В. РУСАНОВ, д-р техн. наук; зам. директора ИПМаш НАН Украины, Харьков;
В.Н. ДЕДКОВ, канд. техн. наук; с.н.с. ИПМаш НАН Украины, Харьков;
Е.С. АГИБАЛОВ, гл. инженер ИПМаш НАН Украины, Харьков;
С.В. ГЛАДЫШЕВ, нач. отдела ООО «Харьковтурбоинжиниринг»

РАЗВИТИЕ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЙ БАЗЫ ГИДРОТУРБОСТРОЕНИЯ В ИПМАШ НАН УКРАИНЫ

Приведено описание основного и вспомогательного оборудования энергокавитационных стендов ЭКС-15 и ЭКС-30 лаборатории гидромашин ИПМаш НАН Украины. Показано, что гидравлические характеристики стендов и применяемых средств измерения, а также используемые процедуры градуировок первичных датчиков обеспечивают точность измерений, отвечающих требованиям кода модельных приемо-сдаточных испытаний гидротурбин и обратимых гидромашин МЭК 60193.

Ключевые слова: энергокавитационный стенд, методы измерения, погрешности измерения, процедуры градуировки.

Введение

История создания отрасли гидромашиностроения в Украине неразрывно связана с именем выдающегося ученого, основателя научной школы гидромеханики и авиации в Украине академика АН УССР Георгия Федоровича Проскуры. В 1914 г. Г.Ф. Проскура возглавил гидравлическую лабораторию в Харьковском практическом технологическом институте (ныне НТУ «ХПИ») и на ее основе создал кафедру гидромеханики и авиации. В 1908–1914 гг. вышли из печати научные работы Г.Ф. Проскуры, которые стали первыми в Украине учебниками гидромеханического профиля и именно с этого момента начата подготовка инженеров-гидромашиностроителей. Под руководством Г.Ф. Проскуры впервые в Украине стали проводится расчетные и экспериментальные исследования ветродвигателей, гидротурбин, насосов, гидродинамических передач, систем гидропневмоавтоматики и регулирования, процессов кавитации в гидромашинах и др., были разработаны насосы и гидротурбины разных типов. Эти работы послужили основой для практического обеспечения производства насосов в городах Сумы, Кишинев, Бердянск и др. Г.Ф. Проскура всегда придавал большое значение экспериментальной проверке разработанных теоретических положений и сопоставлению результатов теоретических и экспериментальных исследований, полученных на гидроаэродинамических стендах.

В 1944 г. академиком Г.Ф. Проскурой была организована Лаборатория проблем быстроходных машин и механизмов, на базе которой после ряда реорганизаций в 1972 г. был создан Институт проблем машиностроения НАН Украины. В связи с запуском в 1953 г. в Украине на Харьковском турбинном заводе производства гидротурбин в институте были начаты исследования по расчетному и экспериментальному изучению рабочего процесса и разработке проточных частей гидротурбин различных типов. Результаты исследований были использованы ОАО «Турбоатом» при создании гидротурбинного оборудования ряда отечественных и зарубежных ГЭС.

© И.С. Веремеенко, А.В. Русанов, В.Н. Дедков, Е.С. Агибалов, С.В. Гладышев, 2014

С 1972 г. наряду с традиционной тематикой в ИПМаш НАН Украины начаты научно-исследовательские работы по изучению рабочего процесса и созданию проточных частей обратимых гидромашин (насос-турбин). Для проведения экспериментальных исследований разработанных проточных частей обратимых гидромашин в 1974 г. был создан экспериментальный стенд, позволивший провести первые испытания моделей обратимых гидромашин средней быстроходности.

В период с 1984 по 1989 гг. были созданы два новых универсальных гидродинамических стенда для модельных исследований обратимых гидромашин, гидротурбин, насосов и агрегатов микрогэс, оснащенных датчиками с частотным выходом и ПЭВМ «Нейрон», что позволило автоматизировать обработку экспериментальных данных.

На стендах лаборатории гидромашин проведены экспериментальные исследования разработанных в ИПМаш НАН Украины проточных частей обратимых гидромашин, предназначенных для ГАЭС Украины (Киевской, Днестровской, Константиновской, Каневской) и целого ряда ГАЭС стран СНГ и дальнего зарубежья (Кубанской, Пана-Ярвинской, Ингурской, Краснодарской – все СНГ, Тэри ГАЭС – Индия), оборудование для которых разрабатывало на той или иной стадии ОАО «Турбоатом». На базе разработанных модельных проточных частей с рабочими колёсами ОРО75/5219 и ОРО/5217 ОАО «Турбоатом» были спроектированы и изготовлены натурные обратимые гидромашин для Киевской и Днестровской ГАЭС.

После модернизации Киевской ГАЭС мощность каждого натурального агрегата увеличилась примерно на 10 % при повышении КПД на 3 % в турбинном и на 3,2 % в насосном режимах, в 1,4–2 раза снизился уровень пульсаций давления в проточной части, в 2,5–3 раза уменьшилась динамическая составляющая момента на лопатках направляющего аппарата в обоих режимах работы.

Обратимые гидромашин Днестровской ГАЭС являются уникальными по мощности и напору, поскольку при их создании использовались принципиально новые решения по рабочему колесу, узлу статора, применению встроенного кольцевого затвора между статором и направляющим аппаратом. Диаметр рабочего колеса гидроагрегата равен $D_1 = 7,3$ м, мощность в турбинном режиме 330 МВт, максимальный напор в насосном режиме $H_{\max} = 165,6$ м, максимальный КПД в турбинном и насосном режимах равен 93,7 % и 92,8 % соответственно. Первая очередь Днестровской ГАЭС имеет в своём составе 3 обратимых гидроагрегата, первый из которых эксплуатируется с 2009 г., в 2013 г. заканчивается монтаж второго, а в 2014 г. планируется завершение монтажа третьего агрегата ГАЭС.

Гидродинамические стенды лаборатории гидромашин ИПМаш НАН Украины по своим параметрам и оснащению являются уникальными сооружениями, не имеющими аналогов в Национальной академии наук Украины, имеют статус «национального достояния» и предназначены для выполнения научно-исследовательских работ по изучению рабочего процесса в гидромашин (гидротурбины, насосы, обратимые гидромашин), проведения исследований и получения экспериментальных характеристик моделей гидромашин.

Всего с 1975 года в лаборатории гидромашин ИПМаш НАН Украины были разработаны и исследованы свыше 50 вариантов моделей проточных частей насос-турбин, а также гидромашин радиально-осевого, поворотно-лопастного и диагонального типов.

Гидродинамические стенды лаборатории

В состав лаборатории гидромашин [1] входят два замкнутых гидродинамических стенда ЭКС-15 и ЭКС-30, которые являются универсальными установками, обеспечивающими проведение комплексных экспериментальных исследований при создании высокоэффективных проточных частей гидромашин. Гидросистема двух стендов выполнена общей и располагается на трёх этажах стендового корпуса ИПМаш НАН Украины. Это позволяет на каждом из стендов использовать оба циркуляционных насоса, которые могут быть включены как последовательно, так и параллельно в каждый из стендов для обеспечения требуемых параметров испытаний. В подвальном помещении расположено все силовое гидромеханическое и электротехническое оборудование.

В связи с возросшими требованиями к проведению модельных испытаний гидромашин, которые регламентируются международным стандартом МЭК 60193 [2] ООО «Харьковтурбоинжиниринг», при участии ИПМаш НАН Украины в 2006–2009 гг., провело реконструкцию и модернизацию основного и вспомогательного оборудования стендов, в том числе гидросистемы стенда ЭКС-15, энергосилового оборудования, системы управления и поддержания стабильности режима испытаний, первичных датчиков, преобразующих физические величины (напор, расход, момент на валу гидромашин, частоту вращения и т.п.) в электрические сигналы и измерительно-вычислительного комплекса [3].

В 2008–2013 гг. ИПМаш НАН Украины выполнил подобную реконструкцию и модернизацию гидросистемы, основного и вспомогательного оборудования стенда ЭКС-30, в том числе произвел замену первичных датчиков и измерительно-вычислительного комплекса. В настоящее время гидродинамические стенды лаборатории ИПМаш НАН Украины соответствуют всем рекомендациям международного стандарта МЭК 60193, что позволяет с учетом высокой квалификации сотрудников проводить исследовательские и приемо-сдаточные испытания моделей вертикальных реактивных гидромашин всех типов. Так, в 2008 г. на стенде поворотно-лопастных гидротурбин ЭКС-15 проведены приемо-сдаточные модельные испытания по одному из зарубежных заказов, обеспечив все требования контракта и условий, предусмотренные стандартом МЭК 60193.

В подвальном помещении размещена уникальная градуировочная установка УГ-1 [4] для калибровки расходомерных устройств, установленных на вертикальных участках трубопроводов на уровне первого этажа. На втором этаже располагаются модельные блоки с балансирными динамометрами постоянного тока, напорные баки, баки нижнего бьефа, пульта управления и измерительно-вычислительный комплекс. Общий вид гидродинамических стендов лаборатории гидромашин ИПМаш НАН Украины ЭКС-15 и ЭКС-30 приведен на рис. 1 и рис. 2.

Модели

Модели гидротурбин с вертикальным расположением вала состоят из подводящего водовода, спиральной камеры со статором, направляющего аппарата, ротора с рабочим колесом и отсасывающей трубы. Спиральная камера с тавровыми или круглыми сечениями представляет собой сварную металлическую конструкцию, являющуюся несущим элементом для других узлов модели и покрытую изнутри антикоррозионной краской. Лопатки статора и направляющего аппарата выполняются на станке с ЧПУ из бронзы. Лопасты радиально-осевых и поворотно-лопастных рабочих колес выполняются, как правило, из бронзовых отливок с последующей обработкой на станке с ЧПУ, а верхний и нижний ободы – из нержавеющей стали.

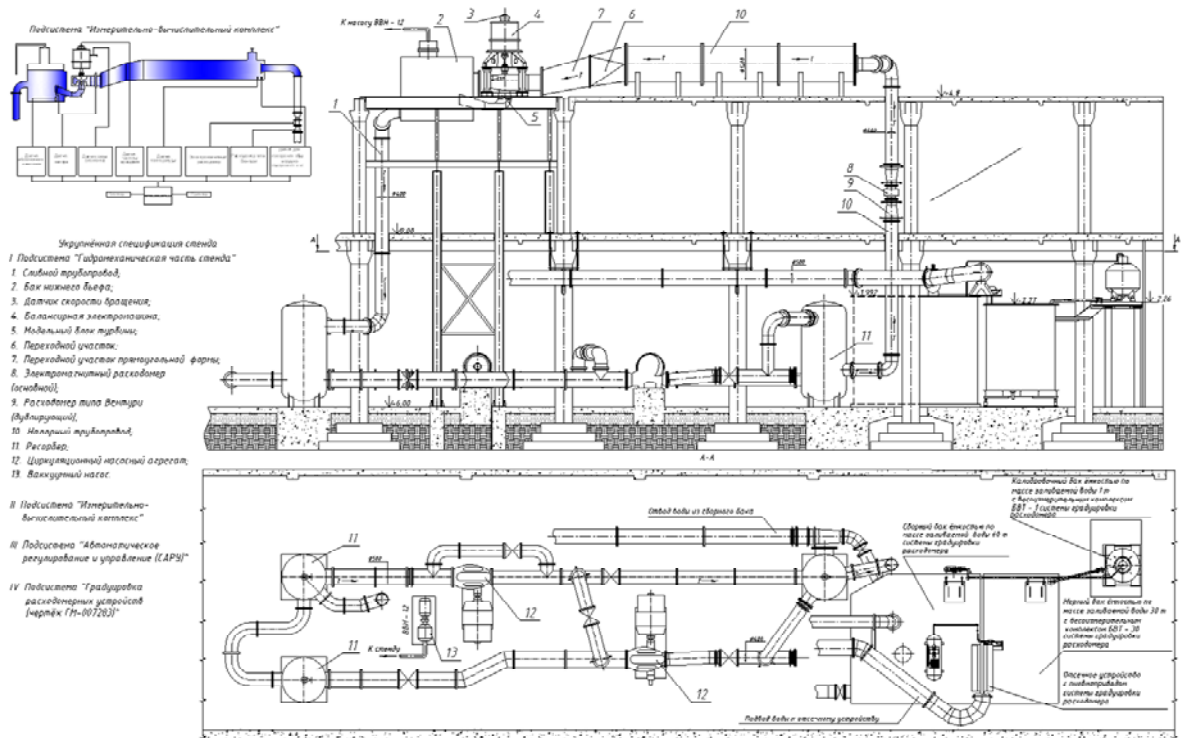


Рис. 1 – Схема энергокавитационного стенда ЭКС-15

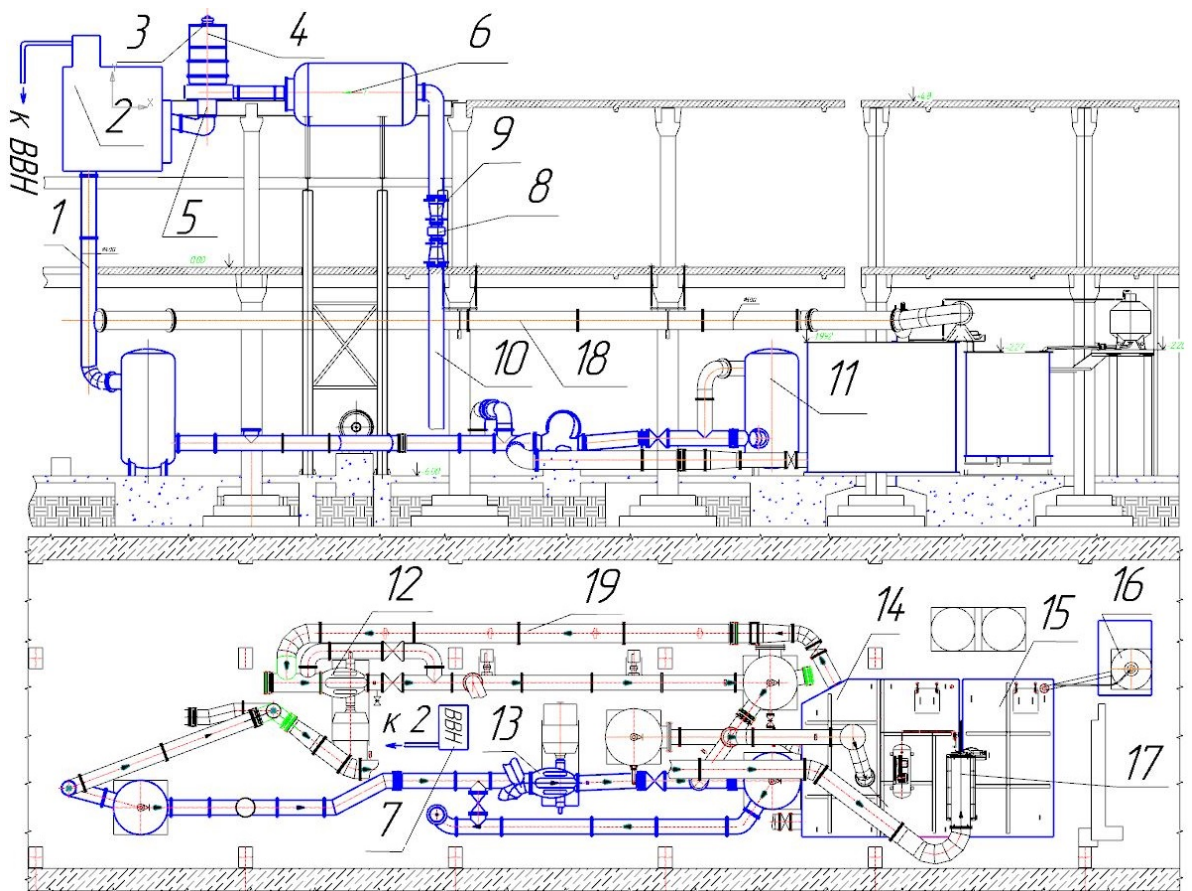


Рис. 2 – Схема энергокавитационного стенда ЭКС-30

Камера рабочего колеса и вертикальный диффузор выполняется в двух вариантах: прозрачные из оргстекла для проведения визуальных наблюдений потока за рабочим колесом и металлические из нержавеющей стали. Отсасывающая труба включает конус, колено и горизонтальный диффузор, которые изготавливаются сварными из листовой стали с оребрением и внутренним антикоррозионным покрытием.

Генератор устанавливается на опорной раме и центрируется с валом модели. Установка генератора и спиральной камеры на одной опоре, наличие эластичных компенсаторов на подводе и отводе модели позволяют исключить возможность расцентровки валов при проведении испытаний в широком диапазоне давлений и вакуума и обеспечивают постоянство механических потерь в роторе и зазорах «лопасть – камера» в рабочем колесе. Типовой диаметр рабочего колеса составляет 350–380 мм.

На рис. 3. показана типовая конструкция модели ПЛ гидротурбины, разработанная ООО «Харьковтурбоинжиниринг», предназначенная для установки на стенд ЭКС-15.

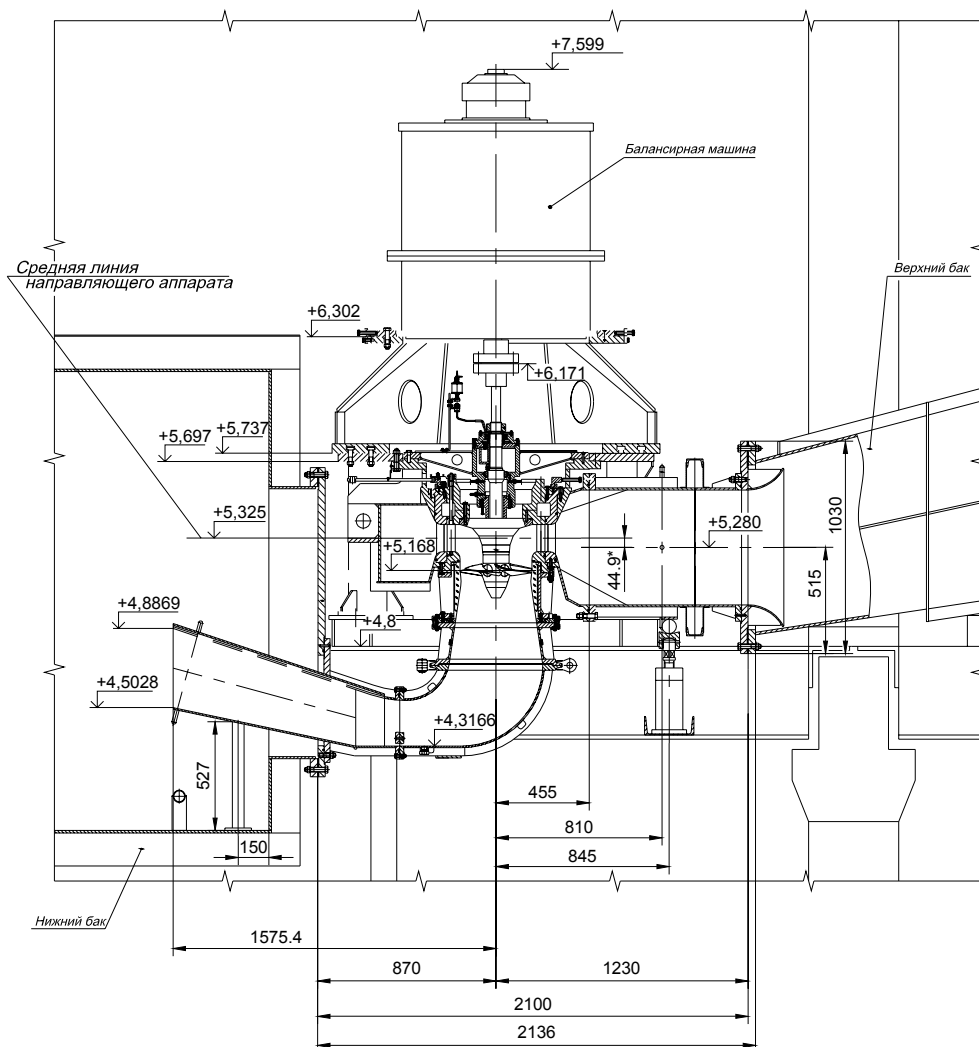


Рис. 3 – Установка модельной турбины ПЛ30-В-35 на стенде ЭКС-15

На рис. 4 и рис. 5 показан общий вид рабочего колеса ПЛ типа и установка модельного блока гидротурбины на энергокавитационном стенде ЭКС-15.



Рис. 4 – Общий вид модели рабочего колеса



Рис. 5 – Модельный блок, установленный на энергокавитационном стенде ЭКС-15

Методы измерения

Широкие оперативные возможности системы управления стендов обеспечивают удобство установки и стабильность режимов испытаний, автоматизированная система измерений и математической обработки режимных параметров позволяют получать характеристики моделей гидротурбин с высокой степенью достоверности с обеспечением соблюдения критериев моделирования, предусмотренных МЭК 60193, а также других требований, предъявляемых к приемо-сдаточным испытаниям.

Измерительно-вычислительные комплексы созданы с использованием современных персональных ЭВМ и РМЕ-модулей для обработки и преобразования аналоговых и частотных сигналов первичных датчиков стенда в цифровой код, который по *CAN*-шине передается в компьютер, и обрабатывается с помощью специально разработанного прикладного программного обеспечения (ПО) комплекса.

При создании данного комплекса, структурная схема которого приведена на рис. 6, использованы рекомендации МЭК 60193. Основную задачу управления комплексом выполняет персональный компьютер (ПК), на базе которого создана система автоматизированного сбора и обработки информации при испытаниях моделей гидромашин, а прикладное ПО позволяет реализовать следующие функции:

- генерацию базы данных датчиков стенда;
- получение градуировочных характеристик первичных датчиков стенда;
- коррекцию нулевых значений первичных датчиков;
- осреднение полученных значений и преобразование их в физические величины для получения протокола испытаний и построения характеристик;
- градуировку расходомерных устройств стендов;
- построение энергетических и кавитационных характеристик;
- хранение полученных экспериментальных данных.

На рис. 7 приведена типичная универсальная характеристика модели поворотно-лопастной гидротурбины, полученная в результате проведенных на стенде ЭКС-15 модельных испытаний. Она построена при помощи прикладного программного обеспечения в результате математической обработки полученных экспериментальных данных.

На рис. 8 изображена типичная кавитационная характеристика модели гидротурбины для одного из режимов.

На рис. 9 показаны типичные результаты визуальных наблюдений течения в рабочем колесе модели гидротурбины для одного из кавитационных режимов, а на рис. 10 – амплитудная и частотная характеристики пульсаций давления в проточной части модели гидротурбины.

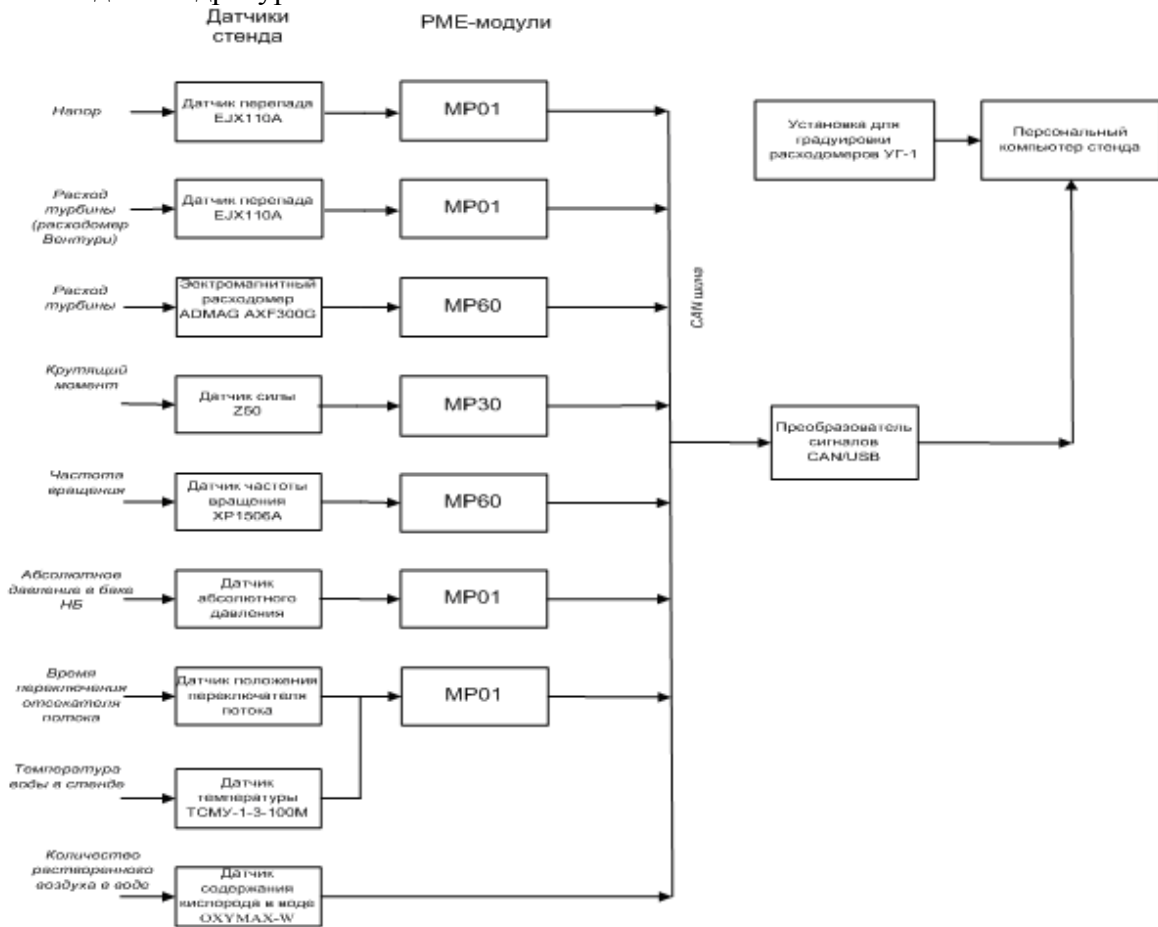


Рис. 6 – Структурная схема измерительно-вычислительного комплекса стенда ЭКС-15

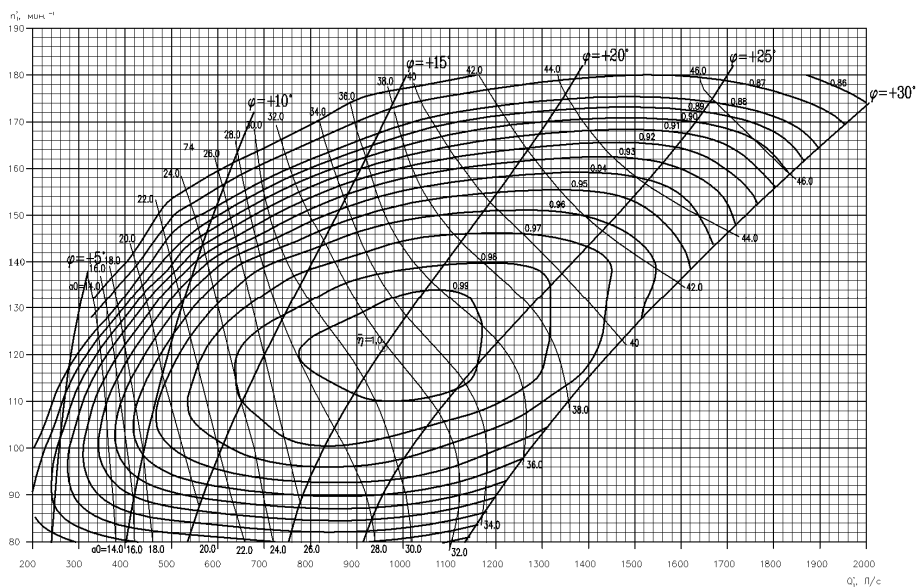


Рис. 7 – Универсальная характеристика модели поворотно-лопастной гидротурбины

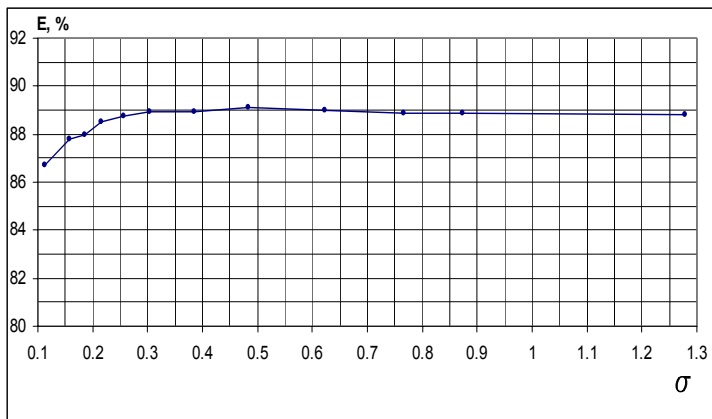


Рис. 8 – Кавитационные характеристики модели поворотнo-лопастной гидротурбины



Рис. 9 – Фотография течения в рабочем колесе модели поворотнo-лопастной гидротурбины ПЛ30-В-35

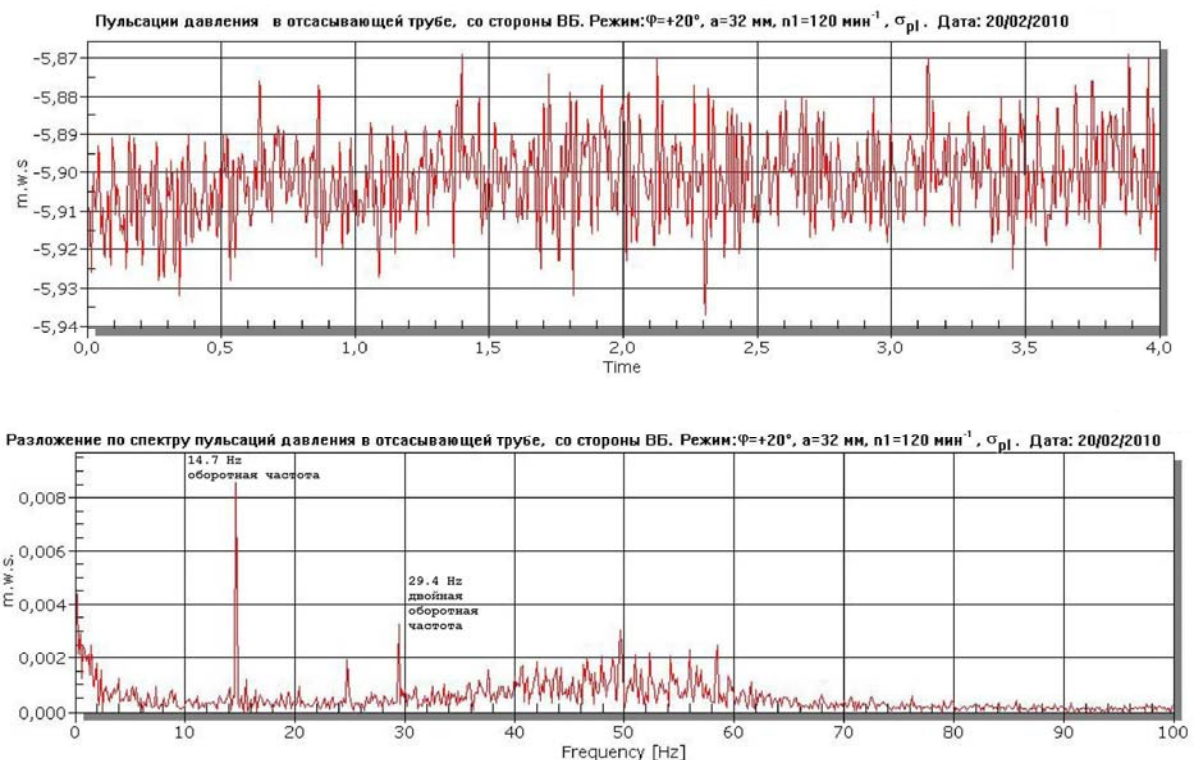


Рис. 10 – Пульсации давления в проточной части модели и их частотный спектр

Процедуры градуировки

Регулярно (обычно каждый год) или при проведении прямо-сдаточных испытаний выполняется калибровка первичных датчиков измерительно-вычислительного комплекса стендов. Калибровка датчиков напора и абсолютного давления фирм *Yokogawa* (Япония) и *ABB* (Германия) проводится при помощи грузопоршневого манометра класса 0,02 % на месте установки датчиков без их демонтажа. Преобразователи силы класса 0,02 % для измерения крутящего момента динамометра калибруются на месте установки при помощи гирь класса М1. Фотоэлектрические датчики частоты вращения откалиброваны с использованием счетчика импульсов. Электромагнитные расходомеры стендов класса 0,2 % фирмы

Yokogawa (Японія) калібруються весовим методом при допомозі унікальної градуировочной установки УГ-1 [4], которая підключається к гидросистеме стендов. В состав установки входять: сборная емкость об'ємом 65,0 м³, установленная на фундаменте; мерный бак об'ємом 30,0 м³, установленный на весах БВТ-30/5,0; калибровочный бак об'ємом 1,0 м³, установленный на весах БВТ-1/0,1, который калібрується на месте установки при помощи гирь класса М1; переключатель потока со временем переключения 0,05–0,1 с, обеспечивающееся пневмоприводом, и компрессорная установка. Метрологические характеристики установки соответствуют требованиям рабочего эталона 1-го разряда, так как граница допустимой относительной ошибки при измерении объема воды и среднего объемного расхода на протяжении времени заполнения мерного бака составляет ± 0,062 %.

В таблице 1 проведено сравнение погрешностей измерения основных параметров модельных гидротурбин в соответствии с рекомендациями МЭК 60193 и полученных в результате проведенных градуировок для стендов ЭКС-15 и ЭКС-30, которое подтверждает достигнутый уровень. При проведении прямо-сдаточных испытаний модели поворотно-лопастной гидротурбины на стенде ЭКС-15 определенные в соответствии с МЭК 60193 значения среднеквадратичной суммарной погрешности КПД составляли ± (0,23...0,25) %.

Таблица 1

Сравнение погрешности измерения параметров модельных гидротурбин

Параметр	Погрешности измерения	
	Требования МЭК 60193, %	Достигнутое значение, %
Частота вращения	± 0,075	± 0,03
Напор	± 0,100	± 0,10
Крутящий момент	± 0,100	± 0,10
Расход	± 0,200	± 0,20
КПД модели	± 0,250	± 0,25

Типы измерений

Модельные испытания гидротурбины включают измерения следующих параметров:

- 1) значения КПД в поле характеристики модели;
- 2) разгонные характеристики модели;
- 3) кавитационные срывные характеристики;
- 4) визуальные наблюдения за процессом кавитации;
- 5) величину осевой силы;
- 6) значений пульсаций давления в проточной части и их частотные спектры;
- 7) величины крутящего момента на лопатках направляющего аппарата и лопастях рабочего колеса;
- 8) характеристик в 4-х квадрантах;
- 9) содержания воздуха в воде;
- 10) определение расхода методом Винтер-Кеннеди т.п.

Основные параметры испытательного оборудования экспериментальных стендов ИПМаш НАН Украины приведены в таблице 2.

Параметры гидродинамических стендов ИПМаш НАН Украины

Маркировка стендов	Диаметр рабочего колеса модели, мм	Напор, м	Расход, м ³ /с	Мощность приводных двигателей постоянного тока циркуляционных насосов, кВт	Мощность балансирующего мотор-генератора, кВт
ЭКС-30 (для испытаний моделей РО гидромашин)	350-400	≤25 (30)	≤0,3 (≤0,5)	≤160	≤180
ЭКС-15 (для испытаний моделей ПЛ гидромашин)	350-380	≤12 (15)	≤0,56 (≤0,7)	≤160	≤200

Выводы

Гидродинамические стенды лаборатории гидромашин ИПМаш НАН Украины после проведенной модернизации отвечают всем требованиям международного стандарта МЭК 60193, что позволяет с учетом многолетнего опыта исследований проводить исследовательские и приемо-сдаточные испытания моделей вертикальных реактивных гидромашин всех типов.

Список литературы: 1. *Веремеенко, И.С.* Совершенствование гидродинамических стендов лаборатории гидромашин ИПМаш НАН Украины [Текст] / И.С. Веремеенко, В.Н. Дедков, Е.С. Агибалов и др. // Пробл. машиностроения. – 2006. – 9, № 1. – С. 24-31. 2. МЭК 60193. Модельные приемо-сдаточные испытания гидравлических турбин насосов, гидроаккумулирующих станций и насос-турбин. – 1999. – 567 с. 3. *Веремеенко, И.С.* Модернизация энергокавитационных стендов лаборатории гидромашин ИПМаш НАН Украины [Текст] / И.С. Веремеенко, С.В. Гладышев, В.Н. Дедков и др. // Пробл. машиностроения. – 2010. – 13, № 5. – С. 3-12. 4. *Веремеенко, И.С.* Установка УГ-1 для градуировки расходомеров энергокавитационных стендов [Текст] / И.С. Веремеенко, С.В. Гладышев, В.Н. Дедков // Метрологія та прилади. – 2010. – № 2. – С. 42-47.

Поступила в редколлегию 10.09.13

УДК 621.224

Развитие экспериментальной базы гидротурбостроения в ИПМаш НАН Украины [Текст] / **И.С. Веремеенко, А.В. Русанов, В.Н. Дедков, Е.С. Агибалов, С.В. Гладышев** // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХП», 2014. – № 1(1044). – С. 12-21. – Бібліогр.: 4 назв. – ISSN 2078-774X.

Наведено опис основного і допоміжного обладнання енергокавітаційних стендів лабораторії гідромашин ЕКС-15 і ЕКС-30. Показано, що гідравлічні параметри стендів і використаних засобів вимірювання, а також вживані процедури градувань первинних датчиків стендів забезпечують точність вимірювань, що відповідають вимогам коду модельних прийнятно-здавальних випробувань гідротурбін і оборотних гидромашин МЭК 60193

Ключові слова: енергокавітаційний стенд, методи вимірювання, похибки вимірювання, процедури градування.

In this article, description is given of the main and auxiliary equipment of the power & cavitation test rigs ЭКС-15 and ЭКС-30 in the hydro machinery laboratory belonging to the Institute of Mechanical Engineering Problems at Ukraine's National Academy of Sciences. It has been shown that hydraulic characteristics of the test rigs and applied measuring instruments, as well as applied calibration procedures of primary sensing elements provide for such precision of measurements that corresponds to the requirements of the Code IEC 60 193: Model Acceptance Tests of Hydro Turbines and Reversible Hydraulic Machines.

Keywords: Power & cavitation test rig, measurement method, measurement error, calibration procedure.

УДК 62-82.001.2

М.В. ЧЕРКАШЕНКО, д-р техн. наук; проф. НТУ «ХПИ»

СИНТЕЗ МИНИМАЛЬНЫХ СХЕМ ГИДРОПНЕВМОАГРЕГАТОВ

Представлены методы синтеза минимальных систем и схем гидропневмоагрегатов.

Ключевые слова: гидропневмоагрегат, синтез, система управления, схема, граф операций, система уравнений, декомпозиция уравнений.

Введение. При синтезе систем гидропневмоагрегатов используется стандартная позиционная структура, имеющая известные преимущества, основным недостатком которой является сложность схем. Частичная минимизация стандартной позиционной структуры была предложена в работах Юдицкого С.А., Goedecke W., Belforte G., Рэйдзо Я. и др. (см. обзор [1]).

Метод полной минимизации стандартной позиционной структуры был впервые опубликован автором в [2]. Он основан на синтезе минимального графа операций [2, 3] и синтезе уравнений с использованием матрицы соответствий [2, 4].

При синтезе схем гидропневмоагрегатов ранее использовались методы раздельной декомпозиции уравнений, они описаны в работах Юдицкого С.А., Bettini A., Middleton F., Gauthier D., Eng B., Rohner P. и др. (см. обзор [1]). Основным недостатком данных методов является сложность схем.

Впервые принципы безраздельной декомпозиции уравнений и метод синтеза схем на распределительной аппаратуре были представлены автором в [5]. Методы безраздельной декомпозиции уравнений приводят к минимальным схемам, они основаны на разложении уравнения по двум переменным, выбора переменных разложения и вычисления остаточных функций [6], что приводит в сочетании с модульной элементной базой [7–12] к схемам с минимальным числом модулей и элементов.

В настоящей статье даны основные принципы построения минимальных схем гидропневмоагрегатов и эффективный метод синтеза схем с использованием минимального количества распределительной аппаратуры.

Синтез систем гидропневмоагрегатов. В качестве математического описания работы системы гидропневмоагрегатов целесообразно использовать графы операций С.А. Юдицкого.

В основу методов полной минимизации стандартной позиционной структуры положено получение абсолютно минимального графа операций [2, 3], при этом справедливо следующее

Утверждение. Граф разбиения G_γ реализуется стандартной позиционной структурой, если в нем одинаковые входные наборы P_γ , вызывающие появление различных выходных наборов z_v и z_μ , приписаны несмежным дугам. Доказательство данного утверждения и синтез минимального графа операций представлено в [3].

На первом этапе проектирования определяем число внутренних состояний, которое равняется числу элементов памяти (ЭП) блока памяти. Для этого проведем разбиение π последовательности входных наборов P управляющего устройства (УУ) на непересекающиеся подмножества – блоки B такие, что $\bigcup B_\alpha = P$, а $B_\alpha \cap B_\beta = 0$. В случае многоконтурного графа операций для любого контура разбиение проводят в

© М.В. Черкашенко, 2014

отдельности. Одинаковые наборы P_γ , которые вызывают появление разных выходных наборов УУ z_v и z_μ , при разбиении должны быть в разных блоках и не быть последними элементами соседних блоков B_α и $B_{\alpha+1}$ (следующим блоком за последним считается первый). Кроме того, любой набор P_γ следующего блока не должен быть тождественным последнему набору предшествующего блока B_α .

Последнее утверждение можно изобразить как два соседних блока, где $\{\dots, P_\gamma \mapsto z_v\}$, $\{\dots, P_\gamma \mapsto z_\mu, \dots\}$. Если предположить такое размещение наборов с целью сокращения количества блоков $|B|$, то необходимо введение дополнительной задержки при синтезе выхода z_c .

Для иллюстрации на рис. 1 представлены графы операций пневмоагрегата загрузчика к токарному станку исходный и минимальный.

Синтез уравнений, описывающих схему, ведется с использованием матрицы соответствий (МС) [2, 4]. Использование МС позволяет синтезировать систему уравнений независимо от числа входов и выходов, поскольку размерность МС определяется числом переходов системы управления. Строки МС отвечают наборам P с учетом сигналов Y с выходов ЭП, а столбцы – сигналам, которые вызывают переходы УУ. На пересечении строки i и столбца j элемент МС $r_{ij} = 1$, если все входные сигналы УУ, отвечающие столбцу j , входят во входной набор УУ, отвечающий строке i , $r_{ij} = 0$ – в остальных случаях. Матрицы соответствий составляют для любого контура графа операций G в отдельности. Таким образом, для получения минимальных наборов необходимо провести удлинения поднаборов Q минимальным числом сигналов из множества X_c для переходов, которые вступают в противоречия, вызванные несвоевременным переключением ИУ, стремясь к использованию в переходах лишь сигналов из Q . МС является удобной математической моделью для выявления «противоречий» входной последовательности УУ и синтеза минимальной системы уравнений, описывающих схему гидропневмоагрегата.

Синтез схем гидропневмоагрегатов. Принцип безраздельной декомпозиции основан на разложении уравнений по $n - 1$ переменной и вычислении остаточных функций, он включает в себя, также, этап реализации отдельных фрагментов, основанный на вычислении всех функций, реализующихся на выходе распределителя.

Формула Шеннона разложения функции по $k - 1$ переменной имеет вид

$$y = \bar{x}_1 \dots \bar{x}_{k-2} \bar{x}_{k-1} \varphi_1(0, \dots, 0, 0, x_k) + \bar{x}_1 \dots \bar{x}_{k-2} x_{k-1} \varphi_2(0, \dots, 0, 1, x_k) + \dots + x_1 \dots x_{k-2} \bar{x}_{k-1} \varphi_{2^{k-1}}(1, \dots, 1, 0, x_k) + x_1 \dots x_{k-2} x_{k-1} \varphi_{2^{k-1}}(1, \dots, 1, 1, x_k).$$

где $x_1 - x_k$ – переменные; $\varphi_1 - \varphi_{2^{k-1}}$ – остаточные функции.

На рис. 1 представлена построенная на распределителях схема предельно-универсального модуля, реализующего функцию

$$y = \bar{x}_1 \dots (\bar{x}_{k-1} (\bar{x}_k \varphi_1 + x_k \varphi_2) + x_{k-1} (\bar{x}_k \varphi_3 + x_k \varphi_4) \dots) + \dots + x_1 \dots (\bar{x}_{k-1} (x_k \varphi_{2^{k-1}-3} + x_k \varphi_{2^{k-1}-2}) + x_{k-1} (\bar{x}_k \varphi_{2^{k-1}-1} + x_k \varphi_{2^{k-1}}) \dots),$$

где $\varphi_1, \dots, \varphi_{2^{k-1}}$ – функции одной переменной $\{0, 1, X, \bar{X}\}$.

Данное уравнение легко получить методом подстановки функции, реализующейся на выходах каждого распределителя.

Данное уравнение совпадает с формулой Шеннона.

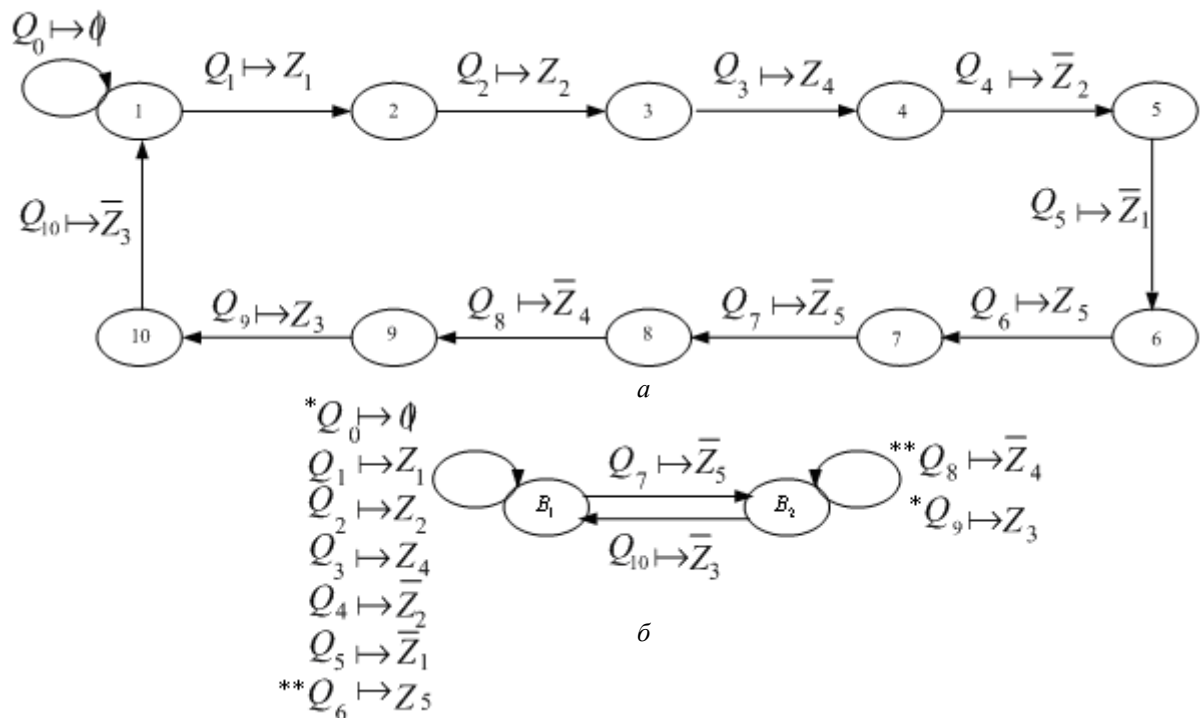


Рис. 1 – Графы описания условий работы пневмоагрегата загрузчика:
a – граф операций; *b* – минимальный граф операций;
 Q – поднаборы, вызывающие переходы УУ между операциями;
 звездочками помечены одинаковые входные наборы

Рассмотрим, построенные на распределителях, универсальные устройства, которые позволяют реализовать любую гидро- и пневмосхему, а также метод проектирования схем с применением таких устройств [7].

Имеем два типа универсальных логических устройств: с гидро- и пневмоаппаратурой, выпускаемых серийно, и с оригинальной l -линейной распределительной аппаратурой.

Устройства первого типа содержат серийные двухпозиционные распределители (например, трехлинейные) с односторонним управлением. Аналогичные устройства могут быть построены с использованием четырех- и пятилинейных распределителей. На рис. 2*a* показана схема устройства первого типа, которое содержит трехлинейные распределители.

Из схемы видно, что в устройстве первого типа каждый выходной канал распределителя следующего яруса соединен с одним входным каналом распределителя предшествующего яруса дерева устройства. При этом входные каналы распределителей последнего яруса, а также камеры управления распределителей являются входами устройства, а выходной канал распределителя первого яруса соединен с выходом устройства. Для устройства первого типа справедливы приведенные ниже соотношения. Число распределителей, которые входят в универсальное устройство, реализующее любую логическую функцию при $k \geq 2$ переменных, определяется из соотношения $n = 2^{k-1} - 1$; число управляющих входов $|x| = k - 1$; число настроечных входов $|\varphi| = 2^{k-1}$.

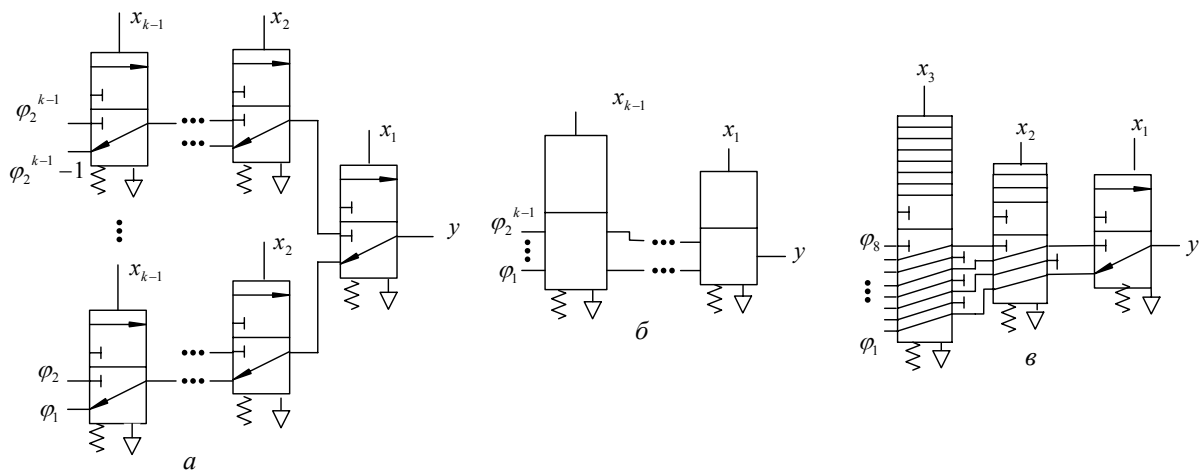


Рис. 2 – Схемы устройств на предельно универсальных логических модулях

Универсальное устройство второго типа (рис. 2б) включает оригинальные распределители, для которых при $k \geq 2$ существует зависимость $n = k - 1$. Линейность распределителя i (где $i = 1, \dots, n$) вычисляют по формуле $l = 2^{i+1} - 1$. Число входов определяют по ранее приведенным формулам.

Пример устройства второго типа, которое реализует функции четырех переменных, приведен на рис. 2в. Из рис. 2в видно, что входные каналы предшествующего распределителя соединены с выходными каналами следующего, расположенного через один, остальные выходные каналы заперты. По соответствующим формулам вычисляем $|x| = 3, |\varphi| = 8, n = 3, l_1 = 3, l_2 = 7, l_3 = 15$.

Таким образом, для реализации логической функции k переменных с использованием устройств следует в управляющие входы подать сигналы, которые отвечают переменным разложения, а в настроечные входы – сигналы, которые отвечают множеству значений $\{0, 1, X, \bar{X}\}$. Итак, реализация уравнений сводится к вычислению функций

$$\varphi_1 = f(0, \dots, 0, 0, x_k); \varphi_2 = f(0, \dots, 0, 1, x_k); \dots; \varphi_{2^{k-1}} = f(1, \dots, 1, 1, x_k).$$

Например, требуется построить схему по уравнению

$$y = \bar{z}_1 \bar{z}_2 \bar{z}_3 + z_1 z_2 z_3.$$

Данное уравнение трех переменных. Выберем модуль, реализующий все функции трех переменных, например, построенный по принципу (рис. 2в). Находим остаточные функции

$$\varphi_1 = f(0, 0) = \bar{z}_3; \varphi_2 = f(0, 1) = 0; \varphi_3 = f(1, 0) = 0; \varphi_4 = f(1, 1) = z_3.$$

Построенная схема показана на рис. 3.

В ряде случаев на практике целесообразно создавать устройства, которые реализуют любую логическую функцию любого числа переменных путем использования небольшого количества элементов. Поэтому были созданы предельно-универсальные модули, которые реализуют, например, полный набор функций трех переменных, и декомпозиционные методы, которые позволяют реализовать любую логическую схему с n входными сигналами.

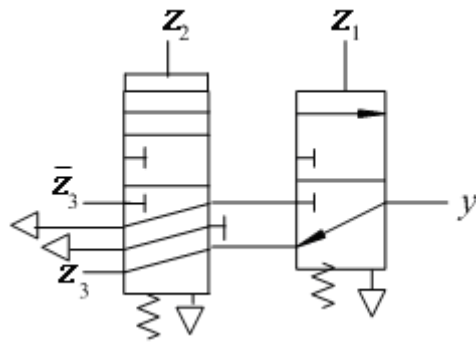


Рис. 3 – Пример построения схемы

Реализация функций трех переменных осуществляется данными модулями по схемам, показанным на рис. 4. Данные модули реализуют на своем выходе логическую функцию $\bar{x}_1\bar{x}_2f_0(0,0) + \bar{x}_1x_2f_1(0,1) + x_1\bar{x}_2f_2(1,0) + x_1x_2f_3(1,1)$. Модуль на рис. 4а построен на основе модуля [8], на рис. 4б построен на основе модуля [9], на рис. 4в построен на основе модуля [10].

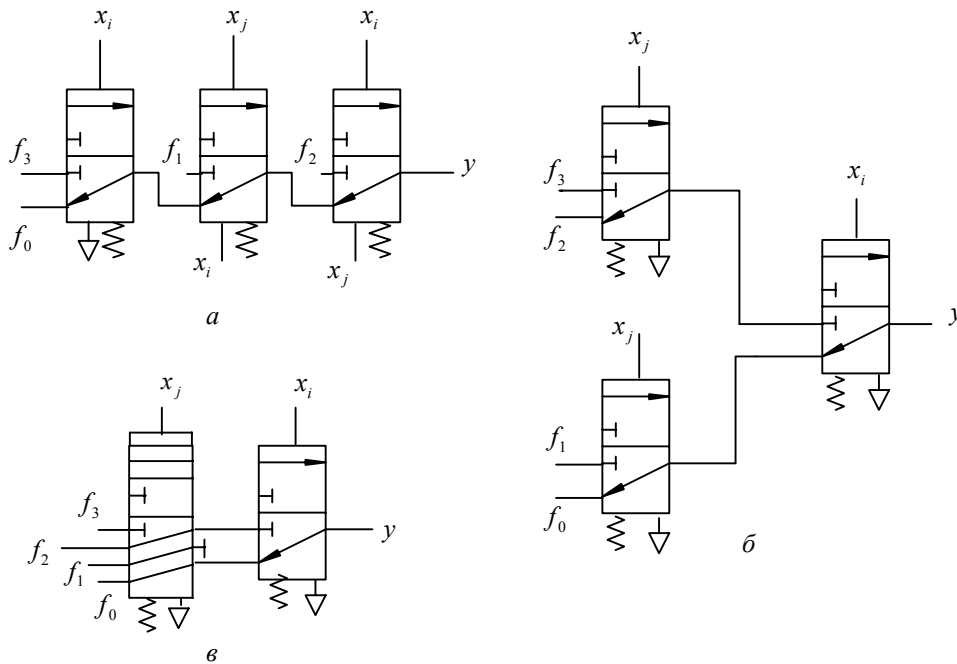


Рис. 4 – Модули, реализующие формулу разложения функций по двум переменным

Метод безраздельной декомпозиции состоит из следующих разделов.

1) Анализ серийно выпускаемых элементов и модулей систем гидропневмоавтоматики с использованием упрощенных таблиц состояний.

2) Разработка базовых схем разложения уравнений по одной и двум переменным.

3) Непосредственное разложение уравнений путем определения переменных разложения и вычисления остаточных функций.

4) Реализация остаточных функций путем их дальнейшего разложения либо с использованием полученных (по пункту 1) схемных решений.

Анализ элементов и модулей схем гидропневмоавтоматики. Покажем построение упрощенной таблицы состояний за счет рассмотрения различных состояний

лишь для управляющих входов распределительной аппаратуры. Размерность таблицы в этом случае составит для одного управляющего входа $2m$, а для двух управляющих входов $4m$, где m – число выходов. Это позволяет получить удобный аппарат анализа. Отметим, что размерность обычной таблицы состояний – $2^n(n + m)$.

Составим таблицу состояний для управляющих входов, а в столбцах для выходов будем записывать соответствующие настроечные входы, если сигнал на рассматриваемом выходе равен 1, и 0 – в противном случае. В табл. 1 показан гидравлический либо пневматический распределитель. Каналы распределителей отмечены цифрами, соответствующими международной маркировке. Построенная таблица для двух управляющих входов имеет вид (см. табл. 1). Так, находим для двух управляющих входов $y = a(\bar{x}_i\bar{x}_j + \bar{x}_ix_j + x_ix_j) + bx_i\bar{x}_j = a(\bar{x}_i + x_j) + bx_i\bar{x}_j$, что соответствует модулю представленному на рис. 4б.

Основанием для безраздельной декомпозиции является сопоставление уравнений, реализующихся на выходах устройств с формулой Шеннона разложения логической функции по одной и двум переменным.

Таблица 1
Функции на выходах для двух управляющих входов

Для двух управляющих входов x_i / x_j	Выход y	
$\bar{x}_i\bar{x}_j$	a	
\bar{x}_ix_j	a	
$x_i\bar{x}_j$	b	
x_ix_j	a	

Если принять $a = f_0(0); b = f_1(1)$, то получаем формулу $y = \bar{x}_if_0(0) + x_if_1(1)$ разложения логической функции по одной переменной, позволяющей понизить уравнение на один порядок, такой модуль представлен на рис. 5а.

Формула разложения функции по двум переменным имеет вид

$$y = \bar{x}_i\bar{x}_jg + \bar{x}_ix_jc + x_i\bar{x}_jb + x_ix_jq. \quad (1)$$

Здесь $g = f_0(0,0); c = f_1(0,1); b = f_2(1,0); q = f_3(1,1)$ – остаточные функции от разложения, меньшие исходной на два порядка.

Модули на рис. 5в [11], рис. 5з [12], реализуют уравнение

$$y = (\bar{x}_i\bar{x}_j + x_ix_j)d + \bar{x}_ix_jc + x_i\bar{x}_jb. \quad (2)$$

Если принять $d = \bar{x}_ig + x_iq = \bar{x}_if_0(0,0) + x_if_3(1,1); c = f_1(0,1); b = f_2(1,0)$ и подставить в уравнение (2) выражения для d, c и b , то получаем $y_2 = (\bar{x}_i\bar{x}_j + x_ix_j)(\bar{x}_ig + x_iq) + \bar{x}_ix_jc + x_i\bar{x}_jb$, и далее, раскрывая скобки, имеем уравнение (1).

Для модуля рис. 5б уравнение имеет вид

$$a(\bar{x}_i + x_j) + bx_i\bar{x}_j. \quad (3)$$

Если принять $a = \bar{x}_j g + x_i q + \bar{x}_i x_j c = \bar{x}_j f_0(0,0) + x_i f_3(1,1) + \bar{x}_i x_j f_1(0,1)$; $b = f_2(1,0)$ и подставить в уравнение (3) выражения для a и b , то получаем $y = (\bar{x}_i + x_j)(\bar{x}_j g + x_i q + \bar{x}_i x_j c) + x_i \bar{x}_j b$, и далее, раскрывая скобки, имеем уравнение (1).

Алгоритм реализации схемы представлен на рис. 5 в его основу положен метод [6]. Представляем логическое уравнение в минимизированном виде в дизъюнктивной нормальной форме. Проверяем функцию на минимальность. Затем, если функция неповторная, то обращаемся к реализации по табл. 2. Здесь в верхней части приведено подключение каналов распределителя при реализации всех неповторных функций трех переменных, а в нижней части – реализация всех типов функций двух переменных с использованием распределителя. Если число повторений переменной или ее инверсии в слагаемых равно единице, то реализацию целесообразно провести по схеме рис. 5а. Если число повторений два и более, то проводим разложение функции по двум переменным (схемы рис. 5б–г). Схемы рис. 5в и рис. 5г различаются типом распределителей. Далее, если остаточные функции неповторные, то проводим их реализацию по табл. 2, в противном случае остаточные функции представляем как исходную, и проводим их реализацию по алгоритму (рис. 6).

Пусть задано уравнение в минимальной дизъюнктивной нормальной форме в виде: $y = z_1 \bar{z}_6 z_7 + z_2 z_6 \bar{z}_7 + z_3 z_4 \bar{z}_5 z_6 z_7 + z_3 z_4 \bar{z}_5 \bar{z}_6 \bar{z}_7$. Проведем декомпозицию данного уравнения. Так как наиболее часто повторяются переменные \bar{z}_6 и \bar{z}_7 в слагаемых 4 раза (здесь волнистой линией показано как прямое, так и инверсное значение переменной), то в качестве переменных разложения целесообразно выбрать [6] $x_i = z_6$ и $x_j = z_7$.

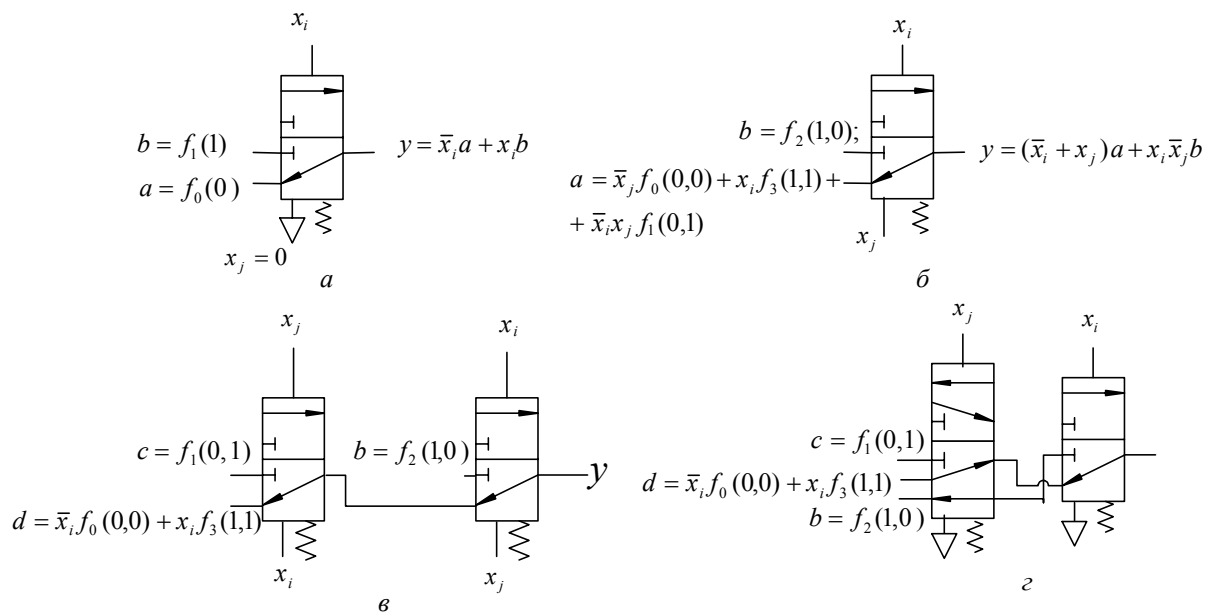


Рис. 5 – Модули:

а – модуль, реализующий формулу разложения функции по одной переменной;
б-г – модули для реализации разложения функции по двум переменным

Определим остаточные функции от разложения $f_0(0,0) = z_3 z_4 \bar{z}_5$; $f_1(0,1) = z_1$; $f_2(1,0) = z_2$; $f_3(1,1) = z_3 z_4 \bar{z}_5$. Здесь функции $f_0(0,0) = z_3 z_4 \bar{z}_5$ и $f_3(1,1) = z_3 z_4 \bar{z}_5$ одинаковые. Функция $f_2(1,0) = z_2$, а функция $f_1(0,1) = z_1$. Выбираем схему разложения по двум

переменним рис. 4в (либо рис. 4г). Функцию $f_0(0,0) = z_3 z_4 \bar{z}_5$ равную $f_3(1,1) = z_3 z_4 \bar{z}_5$ реализуем либо схемой подключения в строке 3 табл. 2. Схема реализации функции представлена на рис. 7.

Таким образом, при ранее известных методах, где на каждую операцию необходим распределитель, в данном случае понадобилось бы 15 распределителей. В случае реализации схемы непосредственно по представленной здесь табл. 2 – понадобилось бы 8 распределителей.

Предложенный метод безраздельной декомпозиции уравнений позволяет синтезировать минимальные по числу распределителей схемы. Так для конкретного примера необходимо всего 3 распределителя.

Таким образом метод является эффективным, а его использование – целесообразным.

Таблица 2

Реализация функций на выходе 2

Функция входов	Настройка входов				Функция на выходе 2
	12	1	3	32	
$y = a(\bar{x}_i + x_j) + x_i b \bar{x}_j$	x_i	b	a	x_j	$y = a(\bar{x}_i + x_j) + x_i b \bar{x}_j$
	x_i	b	a	0	$y = \bar{x}_i a + x_i b$
	x_i	b	0	x_j	$y = x_i b \bar{x}_j$
	x_i	0	a	x_j	$y = a(\bar{x}_i + x_j)$
	x_i	b	1	x_j	$y = \bar{x}_i + x_j + b$
	x_i	1	a	x_j	$y = a + x_i \bar{x}_j$
$y = \bar{x}_i a + x_i b$	x_i	b	a	0	$y = \bar{x}_i a + x_i b$
	x_i	b	0	0	$y = x_i b$
	x_i	0	a	0	$y = \bar{x}_i a$
	x_i	b	1	0	$y = \bar{x}_i + b$
	x_i	1	a	0	$y = x_i + a$

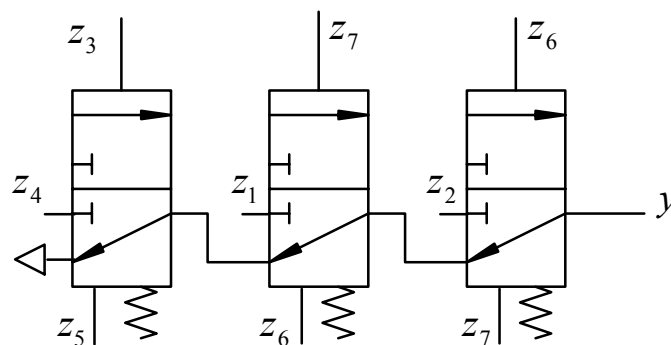


Рис. 7 – Схема реализации функции z

Список литературы: 1. Черкашенко, М.В. Методы автоматизированного проектирования логических схем систем гидро- и пневмоприводов (Обзор) [Текст] / М.В. Черкашенко. – М.: ВНИИТЭМР, 1988. – 38 с. 2. Черкашенко, М.В. Построение гидравлических дискретных управляющих устройств роботов и машин-автоматов [Текст] / М.В. Черкашенко // Доклады всесоюзного научно-технического совещания по применению гидравлической автоматики в промышленности. – М.: ИПУ АН СССР, 1977. – С. 217-220. 3. Cherkashenko, M. Synthesis of discrete control systems of industrial robots [Text] / M. Cherkashenko and ets. // Automation and Remote Control (USA). – 1981. – V 42, N5. – P. 676-680. 4. Cherkashenko, M.V. Computer-aided design of diskret control fluid pover system [Text] / M.V. Cherkashenko // 2 Internationales Fluidtechnishes colloquium. Germany. 16–17 march. – 2000. – Band 1. – P. 495-500. 5. Черкашенко, М.В. Автоматизация синтеза логических схем устройств управления системами пневмо- и гидроприводов [Текст] / М.В. Черкашенко // Приборы и системы управления. – 1983. – М.: ИПУ АН СССР и Машиностроение. – № 8. – С. 20-21. 6. Cherkashenko, M. Synthesis of schemes of hydraulic and pneumatic automation [Text] / M. Cherkashenko // International Fluid Power Symposium in Aachen, Germany. 20–22 march. – 2006. – Fundamentals. The report N1. – P. 147-154. 7. Cherkashenko, M. Universal devices for building pneumatic control circuits for industrial robots and automatic machines [Text] / M. Cherkashenko // Soviet engineering research (England). – 1985. – V5, N2. – P. 29-31. 8. А.с. 1020811 СССР. Многофункциональный пневматический логический модуль / М.В. Черкашенко, В.Н. Дмитриев (СССР). – опубл. 1983, Б.И. № 20. 9. А.с. 1140109 СССР Многофункциональный пневматический логический модуль / М.В. Черкашенко (СССР). – опубл. 1984, Б.И. N 6. 10. А.с. 1142816 СССР. Пневматическое логическое устройство / М.В. Черкашенко (СССР). – опубл. 1985, Б.И. N 8. 11. А.с. 1026137 СССР. Многофункциональный пневматический логический модуль М.В. Черкашенко (СССР). – опубл. 1983, Б.И. N 24. 12. А.с. 1015365 СССР. Многофункциональный пневматический логический модуль М.В. Черкашенко (СССР). – опубл. 1983, Б.И. N 16.

Поступила в редколлегию 02.09.13

УДК 62-82.001.2

Синтез минимальных схем гидропневмоагрегатов [Текст] / М.В. Черкашенко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХПІ», 2014. – № 1(1044). – С. 22-31. – Бібліогр.: 12 назв. – ISSN 2078-774X.

Запропоновані методи синтезу мінімальних систем та схем гідропневмоагрегатів.

Ключові слова: гідропневмоагрегат, синтез, система управління, схема, граф операцій, система рівнянь, декомпозиція рівнянь.

Methods of synthesis of the minimal systems and schemes of hydropneumounits are presented.

Keywords: the hydropneumounit, synthesis, a control system, the scheme, activity graph, system of the equations, decomposition of the equations.

УДК 62-82.001.2

Б.А. ВУРЬЕ, д-р техн. наук; генеральный директор «Пневмогидромашины»,
Москва;

А.А. ГОРДЮХИН, канд. техн. наук; генеральный директор
«Союзпромпроектсервис», Москва

СИСТЕМЫ ГИДРОПНЕВМОАГРЕГАТОВ

Представлены современные системы управления гидропневмоагрегатов, даются рекомендации по их использованию.

Ключевые слова: гидропневмоагрегат, система управления, схема, проектирование, аппаратура.

Введение. При проектировании схем систем гидропневмоагрегатов на первом этапе существует проблема выбора рациональной по заданным условиям системы управления (СУ) и устройств для ее реализации.

В настоящее время используются следующие СУ гидропневмоагрегатов: пневматические; пневмогидравлические; электронно-пневматические; электронно-гидравлические; электронно-пневмогидравлические. Пневматические СУ значительно уступают по скорости передачи сигналов электронным. Так, например, недостаточные плавность перемещения пневматических исполнительных механизмов и уровень передаваемой мощности можно повысить, применив пневмогидравлический привод; недостаточная скорость передачи пневматического сигнала, особенно при большой протяженности цепей управления, может при необходимости компенсироваться использованием электронно-пневматических. При необходимости создания больших усилий либо большой точности позиционирования используются электронно-гидравлические СУ.

Основная часть. Выбор вида техники для реализации пневматической СУ следует производить с учетом функциональных возможностей устройств, в настоящее время, в основном, используется распределительная аппаратура. Использование пневмораспределителей высокого давления, в сочетании с современными методами проектирования схем [1] позволяет проектировать оптимальные СУ.

Задача автоматизации наиболее эффективно решается в процессе разработки объекта автоматизации, так как при этом объект и система рассматриваются во взаимосвязи, и на базе технико-экономического анализа имеются возможности наиболее рационально приспособить друг к другу СУ и автоматизируемый объект. При модернизации действующих объектов разработка систем автоматизации производится применительно к существующей технологической схеме. При этом необходимо наметить требующиеся изменения технологической схемы, мероприятия по механизации оборудования и выявить практические возможности их осуществления.

Для синтеза принципиальной схемы необходимы следующие исходные данные: описание СУ в виде графов операций и техническая характеристика автоматизируемого объекта; значения контролируемых параметров, требования к точности контроля, сведения об источниках питания; необходимые данные для подсчета технико-экономической эффективности. Синтез схемы ведется в следующем порядке: составление формализованного описания алгоритма функционирования СУ на языке графов операций; синтез системы уравнений, описывающих схему; построение схемы с учетом минимального количества элементов и модулей.

© Б.А. Вурье, А.А. Гордюхин, 2014

Основные требования к схеме определяются государственными стандартами, а именно: схема СУ должна иметь защиту от перегрузок; должна обеспечивать возможность прекращения выполнения технологического процесса на любой стадии (аварийный останов) и последующего его пуска (с доработкой цикла или через нулевую защиту с начала цикла); должна быть проанализирована с технико-экономической точки зрения; СУ должна обладать помехоустойчивостью, т.е. отсутствием сбоев в производственных условиях при механических вибрациях и ударах, производственных допусках на условия эксплуатации, допустимых колебаниях уровней давления командных сигналов; важным требованием, которое необходимо учитывать при проектировании СУ, является ее надежность. Требования по надежности СУ обеспечиваются целым рядом таких технических мероприятий, как применение наиболее надежных элементов и устройств, резервирование элементов, автоматический контроль за исправностью схемы и т.д. Схема управления должна обеспечивать возможность быстрого и простого выбора необходимого режима работы, перехода от автоматического управления на ручное, снятие и введение блокировок. Проектируемая схема должна удовлетворять требованиям техники безопасности [2].

Электронно-пневматические СУ используются для управления как дискретных так и дискретно-аналоговых систем с позиционными гидропневмоагрегатами. Использование таких СУ позволяет: расширить функциональные возможности позиционных гидропневмоагрегатов путем программного управления параметрами движения.

При разработке систем гидропневмоагрегатов с электронным управлением встречается ряд сложно решаемых задач для широких потребителей систем. Важным является решение задач повышения качества и функциональных возможностей позиционных гидропневмоагрегатов с электронными блоками управления, а также сокращение сроков проектирования систем гидропневмоагрегатов.

Сложности, с которыми сталкиваются разработчики систем позиционирования пневмоагрегатов, обусловлены рядом причин: во-первых, относительно недавним появлением доступных управляющих средств вычислительной техники и в связи с этим недостаточной разработкой алгоритмов управления гидропневмоагрегатами, ориентированными на использование электронных программируемых устройств; во-вторых, отсутствием широкой номенклатуры устройств связи с объектом (УСО), необходимых для стыковки системы управления, построенной на базе электронных программируемых устройств, с распределительной пневмоаппаратурой и датчиками; в-третьих, отсутствием в номенклатуре отечественных заводов-изготовителей пропорциональной аппаратуры, позволяющей осуществлять аналоговое регулирование параметров рабочей среды. Кроме того, в настоящее время появились экономически обоснованная возможность применения средств вычислительной техники для управления гидропневмоагрегатами, так как система управления является не отдельным структурным компонентом, а частью общей системы управления ГАПС, РТК, ПР или любого другого механизированного объекта, в связи с чем снижается ее стоимость.

Учитывая выше изложенное, а также то, что повышение требований к функциональным возможностям автоматизированных объектов привело к повышению требований к гидропневмоагрегатам их основных перемещений, заключающихся в повышении плавности перемещения выходного звена привода, увеличении грузоподъемности, повышении точности отработки управляющего воздействия и др., объектом исследования были выбраны позиционные пневмоагрегаты различных

объектов автоматизации с электронными управляющими блоками; направление исследований – создание алгоритмов и программ управления позиционными гидропневмоагрегатами на основе программирования свободно-компонуемых электронных блоков устройств управления.

Наиболее широкое применение *системы позиционных гидропневмоагрегатов* получили как приводы перемещения рабочих органов автоматических манипуляторов либо других механизированных объектов. Основные задачи, решаемые автоматическими манипуляторами, заключаются в переносе и ориентации объектов манипулирования в пространстве.

Следует отметить, что в настоящее время усиливается тенденция к интеграции не только как к средству объединения разрозненных производственных ячеек, но и как к системному подходу к проектированию, предусматривающему постепенную утрату автономии отдельных элементов систем автоматизации с упразднением неизбежной в условиях автономии аппаратурной и программной избыточности. В первую очередь это проявляется в проектировании робототехнических устройств не как универсальных средств автоматизации, а в качестве элементов конкретных систем автоматизации. Все это позволяет эффективно использовать новые подходы к проектированию программно-управляемых систем гидропневмоагрегатов.

Функциональные возможности автоматических манипуляторов в значительной мере определяются техническими характеристиками приводов их перемещений. Исходя из этого, были определены основные требования, предъявляемые к программно-управляемым приводам: обеспечение заданного цикла последовательностного управления; обеспечение заданных технических характеристик, определяемых технологическим процессом; простота изготовления и экономичность; высокая надежность и безотказность работы; возможность быстрого перепрограммирования системы управления.

Известно, что позиционные гидропневмоагрегаты, работающие с жесткими упорами (иногда с амортизацией), обеспечивают высокую точность позиционирования. Разработчики программно-управляемых систем гидропневмоагрегатов сталкиваются с рядом проблем, обусловленных их конструктивными особенностями, к которым относятся: во-первых, необходимость снижения сил трения в исполнительных механизмах. Известно, что одним из условий получения удовлетворительных динамических и точностных характеристик являются минимальные потери на трение в подвижных элементах механизма; во-вторых, повышение быстродействия распределительных устройств, которое также существенно влияет на точностные и динамические характеристики приводов. Кроме перечисленных выше основных проблем, стоящих перед разработчиками программно-управляемых систем гидропневмоагрегатов, существует еще много других, например, выбор датчиков обратной связи, выбор или разработка устройств связи датчиков и электромагнитов распределительной аппаратуры с системой управления и ряд других.

Наиболее простым и распространенным способом регулирования координаты положения выходного звена привода является использование упоров. Причем упоры могут быть как постоянными (не переналаживаемыми), так и регулируемые. К достоинству данного способа регулирования можно отнести его простоту и достаточно высокую точность позиционирования, а к недостаткам – ограниченность числа точек позиционирования, а также сложность обеспечения безударного останова и исключения отскока и колебаний. Вторым способом является способ, основанный на использовании внешних вспомогательных тормозных устройств, в том числе

различных демпферов. В зависимости от вида используемой энергии тормозные устройства могут быть пневматическими, гидравлическими, электрическими или комбинированного типа. Преимуществом второго способа регулирования перед первым является возможность остановки выходного звена привода в любом промежуточном положении, а также получение более высокой плавности хода. Однако данный способ регулирования приводит к существенному конструктивному усложнению системы гидропневмоагрегатов, увеличению его габаритов, снижению точности позиционирования и, кроме того, не позволяет разработчику воспользоваться стандартной гидропневмоаппаратурой, выпускаемой отечественной промышленностью. К третьему способу можно отнести так называемый способ цифрового регулирования, основанный на использовании многопоршневых исполнительных механизмов и пневмогидравлических дозаторов, сюда можно отнести также приводы мостового типа. Этот способ применяется в основном для регулирования координаты положения выходного звена привода. К достоинству его можно отнести возможность получения высокой точности позиционирования, к недостаткам – сложность конструкции и увеличение габаритов привода (для многопоршневых механизмов и приводов с дозаторами), а также низкую устойчивость и склонность к автоколебаниям (для приводов мостового типа).

Выводы. Общим для рассмотренных выше 3-х способов регулирования является использование внешних вспомогательных устройств при практически полном отсутствии регулирования параметров рабочей среды в полостях исполнительного механизма (исключение составляют приводы мостового типа). Такой подход не позволяет получить высоких технико-экономических показателей гидропневмоагрегатов.

Эффективность использования указанных способов регулирования определяется постоянным совершенствованием систем управления, базирующихся в настоящее время на микропроцессорных средствах вычислительной техники, позволяющих применять сложные управляющие алгоритмы.

Список литературы: 1. Черкашенко, М.В. Структурный синтез и анализ схем гидропневмоавтоматики [Текст] / М.В. Черкашенко. – Х: НТУ «ХПИ», 2007. – 297 с. 2. Кудрявцев, А.И. Пневматические системы и устройства в промышленности [Текст]: [Справочник] / А.И. Кудрявцев, А.А. Кудрявцев. – Х.: Формат, 2011. – 480 с.

Поступила в редколлегию 03.09.13

УДК 62-82.001.2

Системы гидропневмоагрегатов [Текст] / Б.А. Вурье, А.А. Гордюхин // Вісник НТУ «ХПИ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХПИ», 2014. – № 1(1044). – С. 32-35. – Бібліогр.: 2 назв. – ISSN 2078-774X.

Представлені сучасні системи управління гідропневмоагрегати, даються рекомендації щодо їх використання.

Ключові слова: гідропневмоагрегати, система управління, схема, проектування, апаратура.

Modern control systems of hydropneumounits are presented, recommendations on their use are given.

Keywords: the hydropneumounit, a control system, the scheme, designing, the equipment.

УДК 621.224

И.С. ВЕРЕМЕЕНКО, д-р техн. наук, проф.; главный конструктор

ООО «Харьковтурбоинжиниринг»;

С.А. АНДРЮЩЕНКО, нач. отдела ООО «Харьковтурбоинжиниринг»

ОСОБЕННОСТИ ОЦЕНКИ ЧАСТОТЫ ПРОДОЛЬНЫХ КОЛЕБАНИЙ РОТОРА ГИДРОАГРЕГАТА

Рассмотрены особенности расчета продольных колебаний роторов вертикальных гидроагрегатов и пример их применения при модернизации Камской ГЭС для устранения причин повышенных вертикальных вибраций опорного узла агрегата.

Ключевые слова: гидротурбина, расчет, собственные колебания ротора, МКЭ (метод конечных элементов).

При проектировании вертикальных гидроагрегатов конструкторы всегда уделяют особое внимание расчету собственных частот ротора гидроагрегата и их отстройке от основных возмущающих частот для предотвращения резонансных явлений. Общепринятым, обязательным является расчет поперечных (изгибных) и крутильных колебаний [1]. Методика и рекомендации для их расчетов давно выработаны и приведены во множестве справочных пособий [1–3].

Но собственные частоты ротора не ограничиваются только поперечными и крутильными колебаниями, возможны еще и продольные (осевые) колебания. Натурные испытания с контролем вибрационного состояния агрегатов, проведенные на ряде ГЭС, показали наличие осевых колебаний роторов с заметной амплитудой, передающихся на опорные узлы агрегата. Результаты этих испытаний выявили необходимость расчетов продольных колебаний при проектировании новых гидроагрегатов или модернизации уже существующих.

При построении модели для расчета продольных колебаний необходимо учитывать расположение вертикальной опоры ротора – подпятника. Несмотря на все многообразие конструктивного исполнения вертикальных гидроагрегатов, по компоновке их можно разделить всего на 2 группы (рис. 1): *а* – подвесные, с подпятником на несущей верхней крестовине над ротором генератора; *б* – зонтичные, с подпятником на крышке турбины или нижней крестовине, расположенной под ротором генератора.

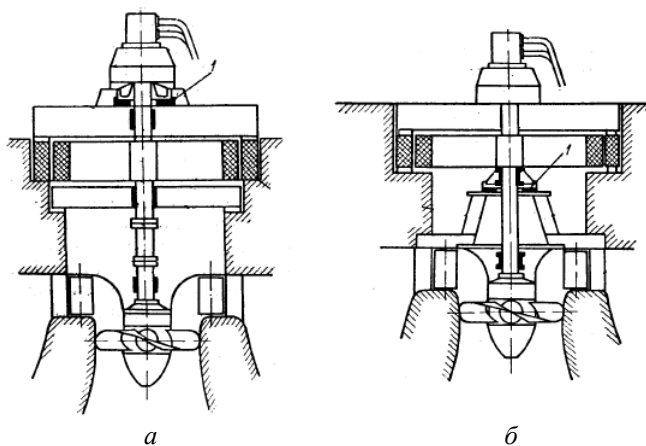


Рис. 1 – Компоновка вертикальных гидроагрегатов: 1 – подпятник

© И.С. Веремеенко, С.А. Андриющенко, 2014

Для первой схемы (рис. 1а) приведено аналитическое решение в работе [3]. Жесткость опорного узла C_o определяется жесткостями подпятника C_n и верхней крестовины генератора C_k . Жесткость несущей крестовины можно вычислить методами конечных элементов (МКЭ) или для упрощенной модели по формулам сопротивления материалов. Для уже работающих ГЭС не исключен и экспериментальный метод, основанный на установке на опорный узел груза и замере перемещений. Жесткость подпятника определяет проектировщик генератора. Предварительно можно использовать значения величины жесткости из диапазона $(1,1-2,0) \times 10^9$ Н/м на основании данных источников [4, 5]. На рис. 2 приведена расчетная модель ротора гидроагрегата с подвесным генератором.

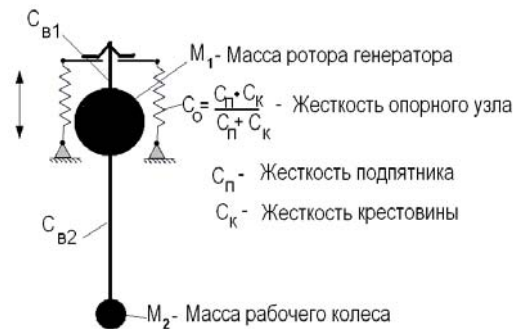


Рис. 2 – Расчетная модель ротора гидроагрегата с подвесным генератором

Жесткости участков вала от подпятника до центра масс ротора генератора $C_{в1}$ и от центра масс ротора генератора до центра масс рабочего колеса $C_{в2}$ можно определить по формуле

$$C_b = \frac{EF}{L} = \frac{E\pi(D^2 - d^2)}{4L}, \quad (1)$$

где E – модуль упругости, для стали $E = 2,1 \times 10^{11}$ Н/м²; L – длина участка вала; D, d – наружный и внутренний диаметры участка вала.

Для случая, когда вал состоит из n участков переменного сечения, суммарную жесткость вала определяют из соотношения

$$\frac{1}{C_\Sigma} = \frac{1}{C_1} + \frac{1}{C_2} \dots \frac{1}{C_n}. \quad (2)$$

Первую и вторую собственные частоты продольных колебаний можно определить по формуле [3, 6]:

$$f_{1,2} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{1}{2} \left(\frac{C_1 + C_2}{M_1} + \frac{C_2}{M_2} \right) \pm \frac{1}{2} \sqrt{\left(\frac{C_1 + C_2}{M_1} - \frac{C_2}{M_2} \right)^2 + \frac{4C_2^2}{M_1 M_2}}}, \quad (3)$$

где C_1 – осевая жесткость участка вала от подпятника до ротора генератора $C_{в1}$ совместно с жесткостью опорного узла C_o ; $C_2 = C_{в2}$ – осевая жесткость участка вала от ротора генератора до рабочего колеса; M_1 – масса ротора генератора; M_2 – масса рабочего колеса.

Для варианта зонтичного конструктивного исполнения гидроагрегата (рис. 1б) в справочниках готового аналитического решения для определения частот продольных колебаний не предлагается. Расчетная схематическая модель для этого варианта компоновки агрегата может быть представлена, как указано на рис. 3.

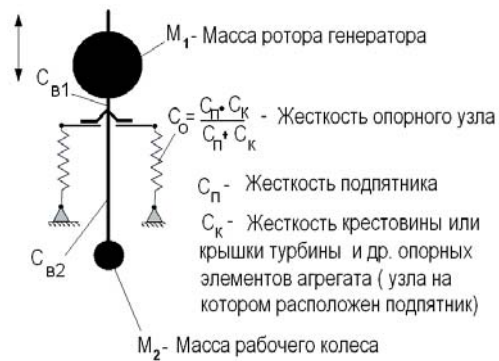


Рис. 3 – Расчетная модель зонтичного гидроагрегата

Для решения этой задачи можно использовать МКЭ с применением линейных жесткостей, стержневых элементов и сосредоточенных масс. Решение задачи может быть получено с помощью универсальных расчетных КЭ программ, например, *ANSYS* или *NX NASTRAN*. Малое число КЭ (два стержневых элемента, одна линейная жесткость и две сосредоточенные массы) и неизменность модели (меняются только реальные константы элементов) позволяют написать относительно не сложную специализированную программу вычисления частот собственных продольных колебаний роторов гидроагрегатов с учетом суммарной жесткости опорных узлов на основе МКЭ.

Определение осевой жесткости опорного узла гидроагрегатов с зонтичными генераторами с опорой подпятника на крышку турбины несколько более трудоемко из-за более сложной конструкции последней по сравнению с крестовиной генератора. Методики расчета крышек гидротурбин, применимые для оценки их осевой жесткости, достаточно подробно изложены в литературе [1, 3, 7, 8]. В современной практике проектирования для расчета крышек гидротурбин применяют МКЭ в трехмерной постановке с использованием объемных или оболочечных КЭ [7, 8].

Расчетный анализ колебаний вращающихся частей гидроагрегатов зонтичного типа показывает, что на первой частоте может иметь место вертикальное движение вала с массами ротора генератора и рабочего колеса как единого целого. Это характерно для агрегатов средней и большой мощности, у которых жесткость опорного узла C_o намного меньше жесткости участков вала C_{v1} и C_{v2} ($C_o \ll C_{v1}$ и $C_o \ll C_{v2}$). В таких случаях для предварительной оценки первой частоты допустимо упростить расчетную модель до вида, приведенного на рис. 4, для которого известно аналитическое решение.

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{C_o}{M_1 + M_2 + M_B}}, \quad (4)$$

где M_1 – масса ротора генератора; M_2 – масса рабочего колеса; M_B – масса вала ротора гидроагрегата; C_o – жесткость опорного узла.

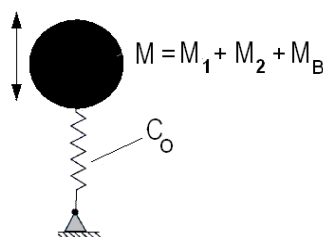


Рис. 4 – Упрощенная расчетная модель

Подтверждением необходимости анализа продольных колебаний роторов при проектировании гидроагрегатов или их модернизации может быть опыт модернизации основного силового оборудования Камской ГЭС. На этой станции были установлены 23 вертикальные поворотно-лопастные гидротурбины ПЛ20/510-В-500 единичной мощности 21,8 МВт с зонтичными генераторами и опорой подпятника на крышку турбины. Гидроагрегаты работают на станции с 1954–1958 года, выработали с превышением свой нормативный срок эксплуатации (30 лет), в связи с чем последние пятнадцать лет проводится их последовательная модернизация с заменой рабочих колес (р.к.) гидротурбин, камер р.к., других конструктивных элементов ряда сборочных единиц, систем возбуждения генераторов и автоматики. Модернизированные гидротурбины отличаются повышенным КПД (на 2...5 %) и мощностью до 25...26 МВт (максимальная до 28...29 МВт) за счет применения ряда новых элементов проточной части с усовершенствованными гидродинамическими характеристиками. Несмотря на то, что работы по модернизации гидротурбинного оборудования этой ГЭС выполняли разные разработчики и изготовители по своим индивидуальным проектам, при проведении натурных испытаний с контролем вибрационного состояния модернизированных агрегатов на максимальных нагрузках была отмечена одна общая особенность – повышенная вертикальная вибрация на частоте $\approx 8,33$ Гц (соответствует оборотно-лопастной частоте) в зоне установки подпятника генератора. Измеренный специалистами ХТИ при натурных испытаниях уровень пульсаций давления в проточной части модернизированной турбины (под крышкой турбины) с оборотно-лопастной частотой не превышал 2,5 % от напора испытаний во всем диапазоне нагрузок от 40 % до 100 % $N_{ном}$, что не могло быть основным источником повышенной вибрации опорного узла маслованны подпятника на этой частоте при отсутствии резонансных явлений в узле «маслованна с опорой подпятника + крышка турбины + ротор агрегата».

Выполненный анализ проектов показал, что при модернизации всех агрегатов заметно уменьшалась масса ротора гидроагрегата (более чем на 5 %) за счет демонтажа старых систем возбуждения генератора и уменьшения массы рабочих колес гидротурбин. Изменение массы ротора для данной компоновки гидроагрегата могло повлиять на собственные частоты системы («ротор агрегата + опорные узлы»).

По результатам уточненного расчета первая частота продольных (осевых) колебаний ротора агрегата составила ≈ 9 Гц, что с учетом погрешности расчета из-за упрощений расчетной схемы и допуска в определении жесткости элементов подпятника практически совпадает с возмущающей оборотно-лопастной частотой и могла быть причиной резонансных явлений.

При модернизации последующих агрегатов на Камской ГЭС в объем работ, по рекомендации ХТИ, включили замену старых крышек турбин, выполненных из чугуна, на новые из углеродистой стали с повышенной жесткостью с $C_k = 4,9 \cdot 10^9$ Н/м вместо $C_k = 2,5 \cdot 10^9$ Н/м. Принятые меры позволили поднять суммарную жесткость опорного узла, отстроить собственную частоту продольных колебаний системы ротора и опорных узлов от возмущающей оборотно-лопастной частоты, снизить уровень вертикальной вибрации опорных узлов до рекомендованных значений.

Наряду с реализованным решением по увеличению жесткости крышки турбины рассматривались и другие способы устранения изменения частоты колебаний вала:

- 1) увеличение массы ротора за счет установки грузов;
- 2) изменение жесткости подпятника за счет изменения количества или материала сегментов;

3) установка экспериментальных гасителей колебаний на опору подпятника.

Следует отметить, что решение о замене крышек гидротурбин при модернизации агрегатов обусловлено еще и дополнительными факторами: обнаружением трещин в крышке на одном из агрегатов, невысоким оставшимся ресурсом старых крышек турбин, невозможностью их ремонта из-за свойств материала и технологии их производства (крышки отлиты из серого чугуна). Новые сварные крышки турбины повышенной жесткости из листового проката углеродистой стали более технологичны в производстве и ремонтпригодны на ГЭС.

Выводы. В статье рассмотрены особенности расчета продольных колебаний роторов вертикальных гидроагрегатов. Приведен пример Камской ГЭС, при модернизации которой анализ продольных колебаний ротора помог определить и устранить причину повышенных вертикальных колебаний опорного узла агрегата.

Список литературы: 1. Ковалев, Н.Н. Гидротурбины [Текст] / Н.Н. Ковалев. – Л.: Машиностроение, 1971. – 584 с. 2. Маслов, Г.С. Расчеты колебаний валов [Текст]: справ. пособие / Г.С. Маслов. – М.: Машиностроение, 1968. – 272 с. 3. Аронсон, А.Я. Расчет на прочность деталей гидротурбин [Текст] / А.Я. Аронсон и др. – М.-Л.: Машиностроение, 1965. – 392 с. 4. Вибрационная надежность гидротурбин [Текст]: Обзор / И.П. Иванченко и др. // Энергетическое машиностроение. – 1989. – Сер. 3, Вып. 13. – М.: ЦНИИТЭИтяжмаш. – 64 с. 5. Александров, А.Е. Подпятники гидроагрегатов [Текст] / А.Е. Александров. – М.: Энергия, 1975. – 289 с. 6. Лойцянский, Л.Г. Курс теоретической механики [Текст]: в 2-х т. / Л.Г. Лойцянский, А.И. Лурье. – М.: Наука, 1983. – Т. 2: Динамика. – 640 с. 7. Медведевская, Т.Ф. Прочность, динамика и ресурс несущих конструкций гидротурбин [Текст] / Т.Ф. Медведевская, О.Н. Зеленская, А.В. Медведевский // Проблемы машиностроения. – 2007. – 10, № 3. – С. 49-55. 8. Кантор, Б.Я. Исследование напряженно-деформированного состояния крышки гидротурбины и возможностей совершенствования ее конструкции [Текст] / Б.Я. Кантор, С.А. Андрущенко, С.Ю. Мисюра // Динаміка і міцність машин. Вісник НТУ «ХП»: 36. наук. праць. – Х. : НТУ «ХП», 2010. – № 69. – С. 58-67.

Поступила в редколлегию 09.09.13

УДК 621.224

Особенности оценки частоты продольных колебаний ротора гидроагрегата [Текст] / И.С. Веремеенко, С.А. Андрущенко // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХП», 2014. – № 1(1044). – С. 36-40. – Бібліогр.: 8 назв. – ISSN 2078-774X.

Розглянуто особливості розрахунку поздовжніх коливань роторів вертикальних гідроагрегатів і приклад їх застосування при модернізації Камської ГЕС для усунення причин підвищених вертикальних вібрацій опорного вузла агрегату.

Ключові слова: гідротурбіна, розрахунок, власні коливання ротора, МКЕ (метод кінцевих елементів).

Herein, consideration has been given to design calculation peculiarities of longitudinal oscillations of rotors on vertical-shaft hydraulic units, and an example of their application has been considered with regard to Kamskaya HPP modernization aimed at elimination of increased vertical vibrations of the hydraulic unit support assembly.

Keywords: Hydro turbine, design calculation, natural rotor oscillations, FEM (finite element method).

УДК 621.224

А.В. РУСАНОВ, д-р техн. наук; зам. директора
ІПМаш НАН України, Харків;

А.В. ЛИННИК, головний конструктор гідротурбін ОАО «Турбоатом», Харків;

П.Н. СУХОРЕБРЬЙ, канд. техн. наук; с.н.с. ІПМаш НАН України, Харків;

О.Н. ХОРЕВ, канд. техн. наук; с.н.с. ІПМаш НАН України, Харків;

А.В. РЯБОВ, начальник лабораторії СКБ ТГМ ОАО «Турбоатом», Харків

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕЧЕНИЯ ЖИДКОСТИ И АНАЛИЗ ХАРАКТЕРИСТИК ПОТОКА В ПОДВОДЕ ГИДРОТУРБИНЫ ПЛ20 КРЕМЕНЧУГСКОЙ ГЭС

Представлены результаты расчетного исследования пространственного вязкого течения жидкости в спиральной камере, статоре и направляющем аппарате осевой поворотной-лопастной гидротурбины ПЛ20 Кременчугской ГЭС. Математическое моделирование течения выполнено на основе численного интегрирования уравнений Рейнольдса и двухпараметрической модели турбулентности Ментера (*SST*). Расчеты проведены с помощью программного комплекса *FlowER-U*. Дан анализ структуры потока и потерь энергии в элементах подвода гидротурбины Кременчугской ГЭС.

Ключевые слова: математическое моделирование, вязкое течение, спиральная камера, статор, направляющий аппарат, потери энергии.

Введение

В энергетических системах развитых стран доля мощностей ГЭС и ГАЭС составляет не менее 15 % от суммарной мощности генерирующих источников энергии. В энергосистеме Украины доля мощностей гидроэлектростанций по состоянию на начало 2012 г. не превышает 10 %. Такая ситуация обуславливает дефицит как маневренных, так и регулирующих энергоисточников.

В Украине в ближайшее время не предусматривается строительство новых крупных гидроузлов [1]. Наиболее реальными направлениями увеличения генерирующих мощностей являются: строительство объектов гидроэнергетики, заложенных еще в 80-х годах XX века, развитие малой гидроэнергетики, модернизация морально и физически устаревшего оборудования, отработавшего 40–50 лет. Это направление является приоритетным, т.к. позволяет добиться результатов при значительно меньших затратах – в 2–3 раза ниже, чем при новом строительстве. Основу гидроэнергетики Украины составляют ГЭС Днепроовского каскада. Из 93 агрегатов, установленных на нем, 78 оснащены поворотной-лопастными гидротурбинами.

В работе представлены результаты расчетного исследования пространственного вязкого течения жидкости в спиральной камере, статоре и направляющем аппарате осевой поворотной-лопастной гидротурбины ПЛ20 Кременчугской ГЭС. Математическое моделирование течения выполнено на основе численного интегрирования уравнений Рейнольдса и двухпараметрической модели турбулентности Ментера (*SST*). Расчеты проведены с помощью программного комплекса *FlowER-U*, обладающего достаточной достоверностью для количественной и качественной оценки структуры потока и энергетических характеристик проточных частей (ПЧ) поворотной-лопастных гидротурбин [2].

1 Объект исследования

ПЧ гидротурбины состоит из спиральной камеры с трапецеидальными меридиональными сечениями развитыми вниз и углом охвата в плане $\varphi_{сп} = 180^\circ$. Решетка статора имеет 17 колонн, включая зуб спирали. В спиральной части применяется форма профиля колонны небольшой положительной кривизны, а в открытой части спирали – установлены еще четыре формы колонн. Расчетные исследования течения жидкости в спиральной камере проводились совместно с решеткой статора, такая конструкция спирали и статора значительно усложнила создание математической модели и построение расчетной сетки.

Радиальный направляющий аппарат (НА) состоит из 32 симметричных лопаток УП-32-2 высотой $b_0 = 0,4D_1$, диаметром расположения осей поворота лопаток $D_0 = 1,1625D_1$. Рабочее колесо ПЛ 20/3271у-В имеет диаметр втулки $d_{вр} = 0,37D_1$ и число лопастей $z_1 = 4$. Отсасывающая труба высотой $h = 1,915D_1$, длиной $l = 4,1D_1$ и с коленом типа 4А (рис. 1).

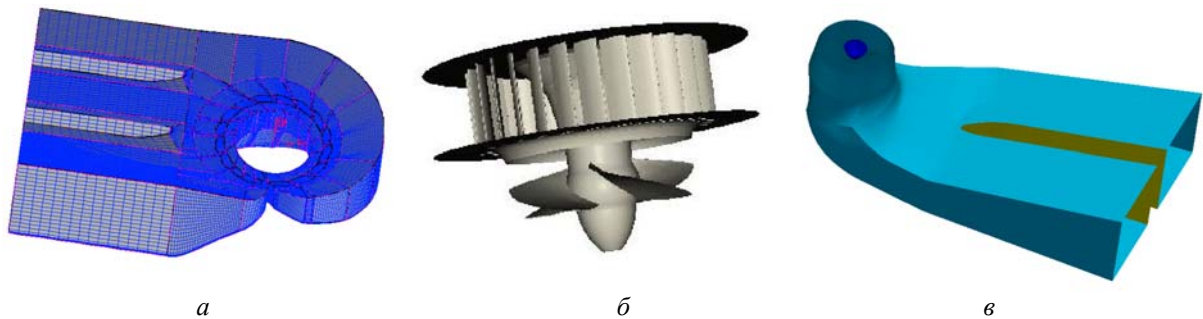


Рис. 1 – Исследуемая проточная часть гидротурбины: а – спиральная камера и решетка статора; б – решетки НА и РК; в – отсасывающая труба

2 Математическая модель. Условие выполнения расчетов

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

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 рабочего колеса (РК) – 622 тыс., отсасывающая труба – 500 тыс.

Условия, задаваемые на границах расчетной области:

- на входе в спиральную камеру – вектор скорости потока, соответствующий необходимому расходу;
- на стенке – условие прилипания (скорость равна нулю);
- на выходе из отсасывающей трубы – статическое давление.

Численные исследования проведены для модели с диаметром РК $D_1 = 1$ м при напоре $H = 1$ м при оптимальном значении угла установки лопасти РК $\varphi_л = 15^\circ$ для пяти

положений открытия НА 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

Параметры	Режимы				
	1	2	3	4	5
a_0 , мм	48,91	54,35	56,52	59,78	65,22
Q_1' , л/с	950	1071,4	1117,9	1185,7	1317,8
n_1' , мин ⁻¹	123,2	145,3	152,9	162,9	182,1
КПД, %	89,2	90,7	90,65	90,05	88

3 Результаты расчетного исследования течения жидкости в подводе ПЛ гидротурбины

Распределение абсолютной скорости V в спиральной камере в среднем по высоте колонны сечении представлено на рис. 2.

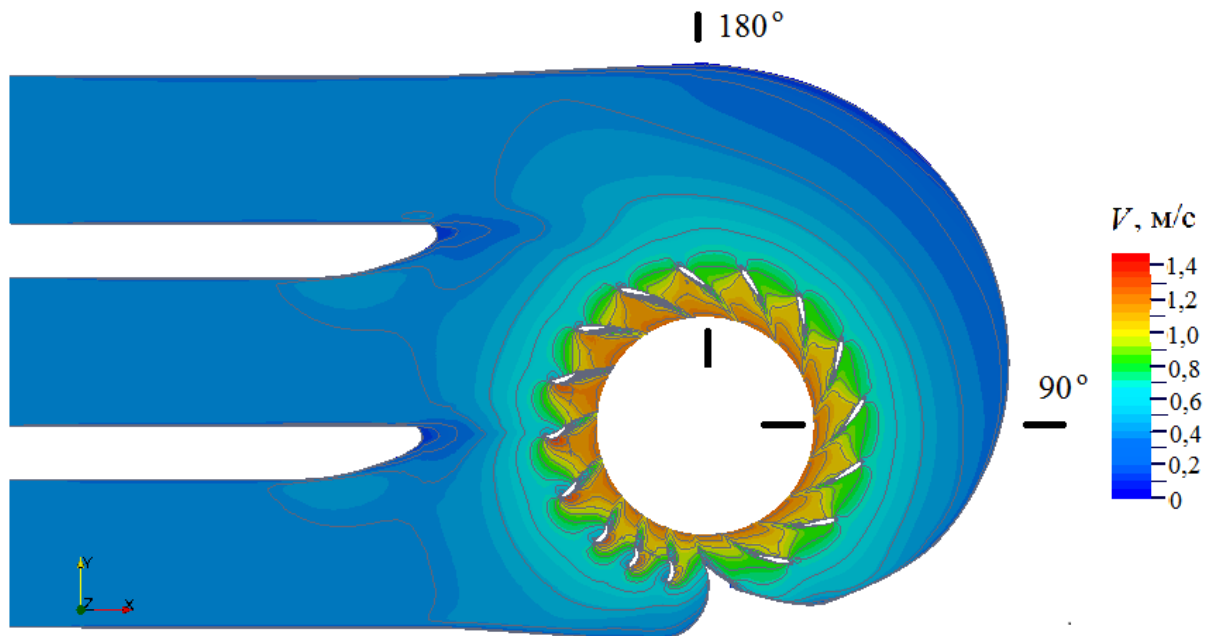


Рис. 2 – Распределение абсолютной скорости в спиральной камере, режим 3

Изолинии абсолютной скорости V и ее составляющих – окружной V_u , радиальной V_r и осевой V_z для меридиональных сечений спирали $\varphi_{сп} = 90^\circ$ и $\varphi_{сп} = 180^\circ$: приведены на рис. 3.

Из приведенных результатов видно, что значение скорости и ее составляющих растут, приближаясь к колоннам статора, при уменьшении радиуса и высоты меридиональных сечений камеры. Особенностью течения в спирали с меридиональными сечениями развитыми вниз является область в нижней части сечений, где значения скоростей близки к нулю. С изменением расхода структура потока практически не меняется.

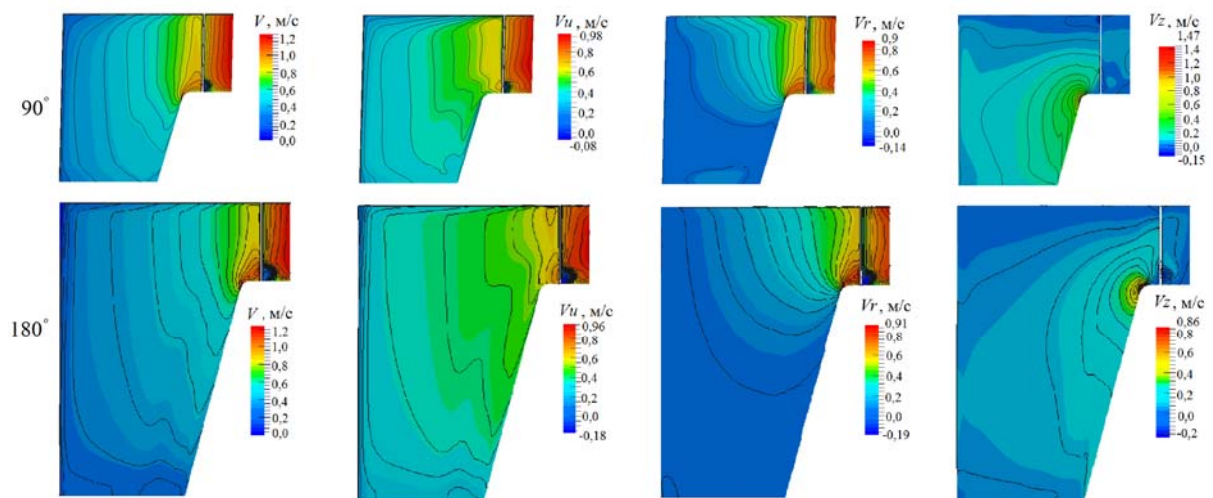


Рис. 3 – Изолинии скорости и её компонент в сечениях спиральной камеры $\varphi_{сп} = 90^\circ$ и $\varphi_{сп} = 180^\circ$, режим 3

Распределение осредненных по высоте канала значений абсолютной скорости, ее составляющих и угла потока $\alpha_{сп}$ на выходе из спиральной камеры после решетки статора на радиусе $R = 520$ мм представлены на рис. 4. Величина осредненной абсолютной скорости практически постоянная, 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 возрастают. Осредненный угол потока в спиральной части камеры равен $\alpha_{сп} = 38,9^\circ$, а в открытой части возрастает до 76° .

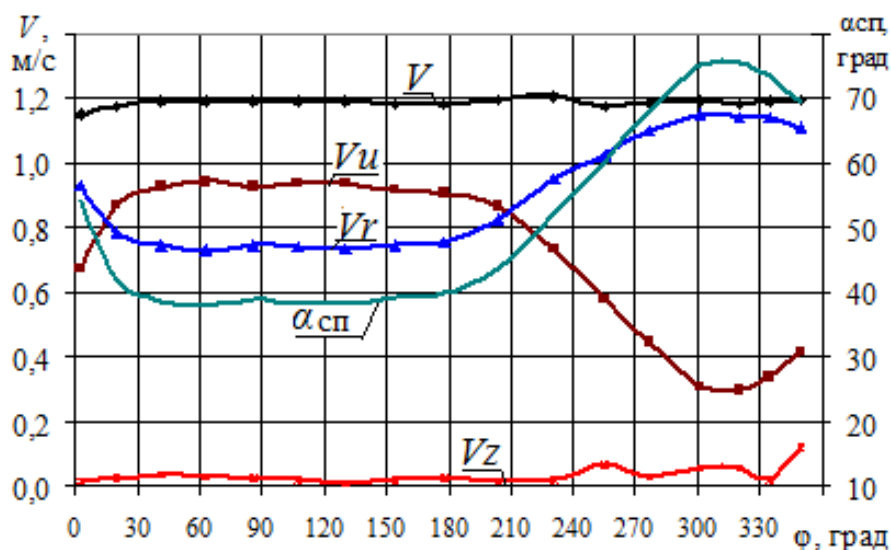


Рис. 4 – Распределение осредненных по высоте канала абсолютной скорости, ее составляющих и угла потока по углу охвата спирали на радиусе $R = 520$ мм

Визуализация обтекания решетки статора при оптимальном значении расхода (режим 3) приведена на рис. 5. Лучшая картина обтекания наблюдается в девяти колоннах, расположенных в спиральной части камеры. Здесь практически отсутствуют ударные потери, а гидродинамический след за колоннами незначительный. В открытой

части камери, где установленны четыре типа колонн, обтекание хуже. Заметно резкое изменение значений скорости на спинке профиля и развитый гидродинамический след за колоннами, достигающий области лопаток НА.

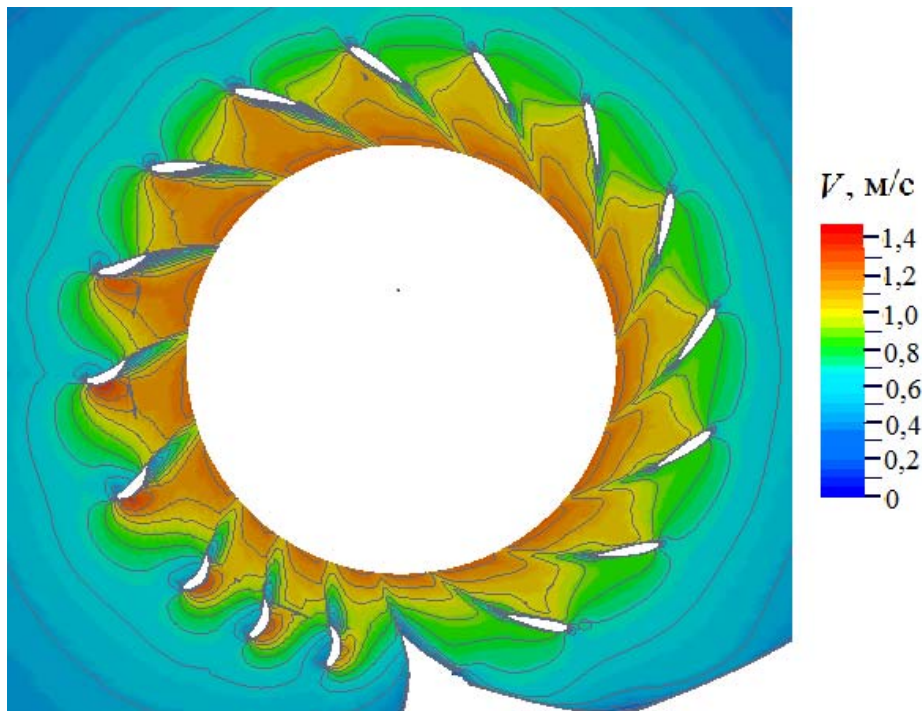


Рис. 5 – Изолинии скорости в решетке статора, режим 3

Численное исследование течения в области НА выполнялось для 5-ти расчетных режимов (табл. 1) при трех значениях угла натекания потока на входе в решетку: $\alpha_{п1} = 38,9^\circ$, $57,7^\circ$ и $73,3^\circ$. Значение $\alpha_{п1} = 38,9^\circ$ соответствует осредненному углу потока, создаваемому спиральной частью (угол охвата $\varphi_{сп}$ от 0 до 180°), значение $\alpha_{п1} = 57,7^\circ$ – осредненному углу потока при угле охвата $\varphi_{сп}$ от 180 до 270° и $\alpha_{п1} = 73,3^\circ$ – углу потока при $\varphi_{сп}$ от 270 до 360° . Проведение таких исследований позволило определить влияние неравномерности входных условий на структуру потока и потерь энергии в решетке НА.

Изолинии статического давления и векторы меридиональной составляющей скорости при обтекании лопаток НА потоком с различными углами натекания для открытия, соответствующему оптимальному расходу (режим 3), приведены на рис. 6.

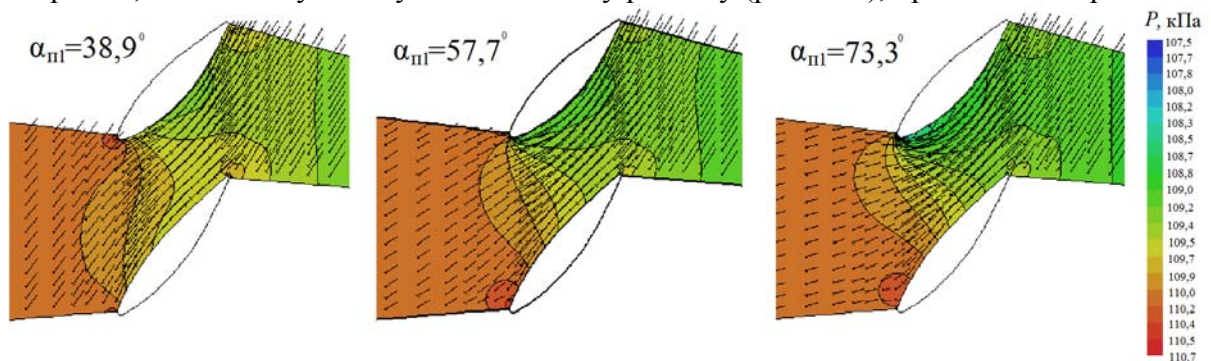


Рис. 6 – Изолинии статического давления и векторы меридиональной составляющей скорости при обтекании лопаток НА потоком с различными углами натекания, режим 3

Значения геометрических углов лопатки в зависимости от открытия НА

Параметры	Режимы				
	1	2	3	4	5
a_0 , мм ($D_1 = 1$ м)	48,91	54,35	56,52	59,78	65,22
$\alpha_{1л}$, °	38,138	41,723	43,177	45,416	49,337
$\alpha_{2л}$, °	28,128	32,172	33,825	36,385	40,906

Для открытия НА, соответствующего оптимальному расходу $a_0 = 56,52$ мм, обтекание лопаток, находящихся в спиральной части камеры, происходит с небольшим положительным углом атаки (табл. 2). Лопатки, находящиеся в открытой части камеры, обтекаются потоком с отрицательными углами атаки, достигающими 30° . Это оказывает влияние на распределение статического давления по профилю лопатки на тыльной и лицевой поверхности (рис. 7) и на потери энергии (табл. 3). С увеличением угла натекания потока с $\alpha_{п1} = 38,9^\circ$ до $\alpha_{п1} = 73,3^\circ$, потери в решетке НА для оптимального расхода выросли на 0,5 %.

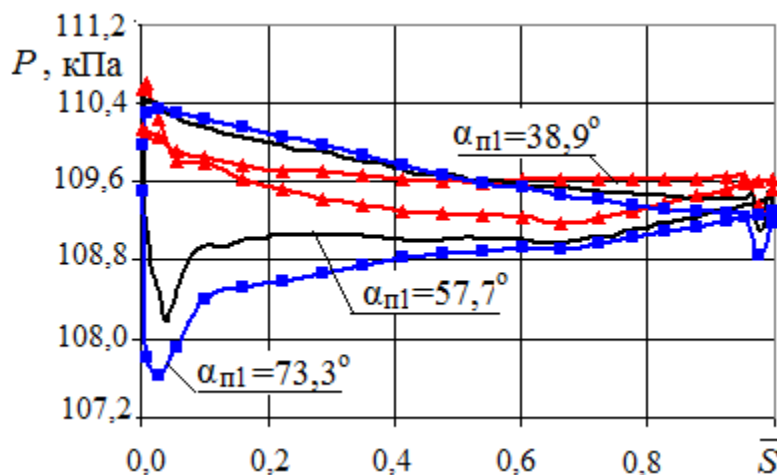


Рис. 7 – Распределение статического давления по профилю лопатки, режим 3

Таблиця 3

Потери энергии в решетке НА при различных углах натекания потока

Угол натекания потока $\alpha_{п1}$, град	Потери в направляющем аппарате $h_{НА}$, %				
	Режимы				
	1	2	3	4	5
38,9	1,07	0,91	0,87	0,89	0,87
57,7	1,13	0,98	0,99	0,88	0,82
73,3	1,64	1,45	1,38	1,28	1,17

На рис. 8 для режима 3 представлены значения окружной составляющей скорости V_u , радиальной V_r , осевой V_z и относительного угла потока $\beta_{п1}$ в сечении, расположенном перед входной кромкой РК. Как видно из рис. 8, решетка НА выравнивает окружную неравномерность потока и на входе в РК структура течения мало зависит от величины входного угла перед НА. Также видно, что геометрические углы лопасти РК имеют расхождение с углами потока.

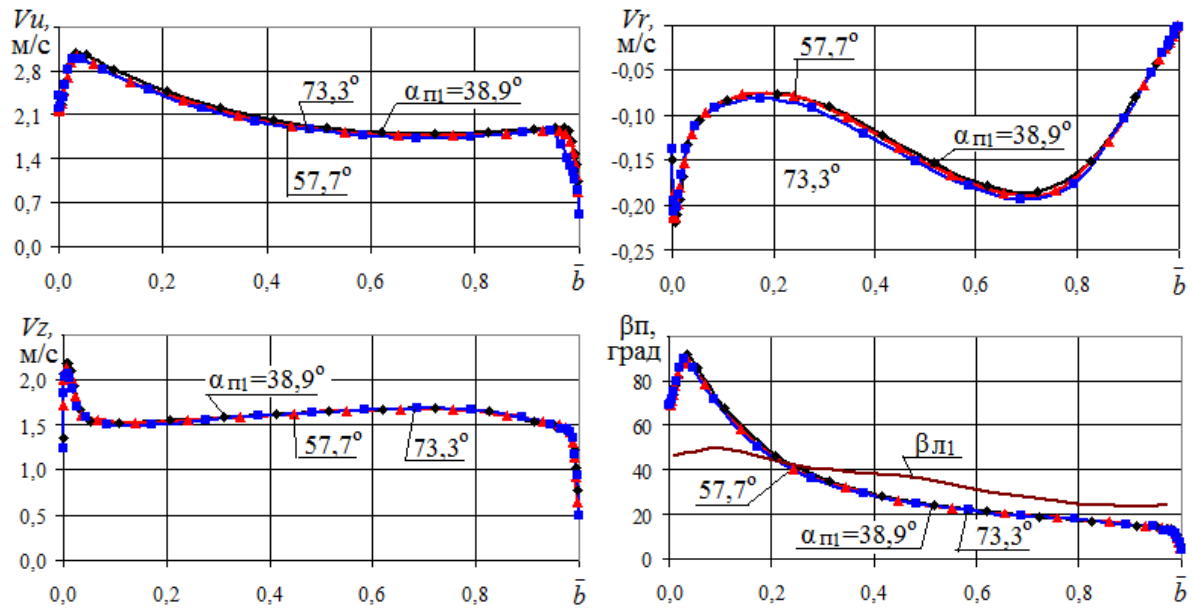


Рис. 8 – Распределение компонент скорости и угла потока в сечении перед РК при разных углах натекания потока на решетку НА

4 Определение потерь энергии в подводе гидротурбины

Потери энергии в подводе гидротурбины определялись как сумма потерь в спиральной камере со статором и в решетке НА. Суммарные потери в спиральной камере со статором вычислялись как разность полной энергии на входе в спираль и выходе из статора, деленная на напор. Потери в НА определялись путем осреднения результатов при различных углах натекания пропорционально расходу, т.е. $h_{НА} = 0,5h_{НА1} + 0,25h_{НА2} + 0,25h_{НА3}$, где $h_{НА1}$, $h_{НА2}$ и $h_{НА3}$ – потери в НА при углах потока на входе $\alpha_{\pi 1} = 38,9, 57,7$ и $73,3^\circ$ соответственно.

Потери энергии в спиральной камере и статоре растут с увеличением расхода и скорости потока и в оптимуме характеристики составляют 0,7 % (рис. 9). В решетке НА большие потери энергии получены при меньших открытиях НА и меньших значениях расхода. При открытии НА потери снижаются и в оптимуме составляют 1 %. Суммарные потери в подводе гидротурбины в исследуемом диапазоне расходов изменяются незначительно и в оптимуме составляют 1,7 %.

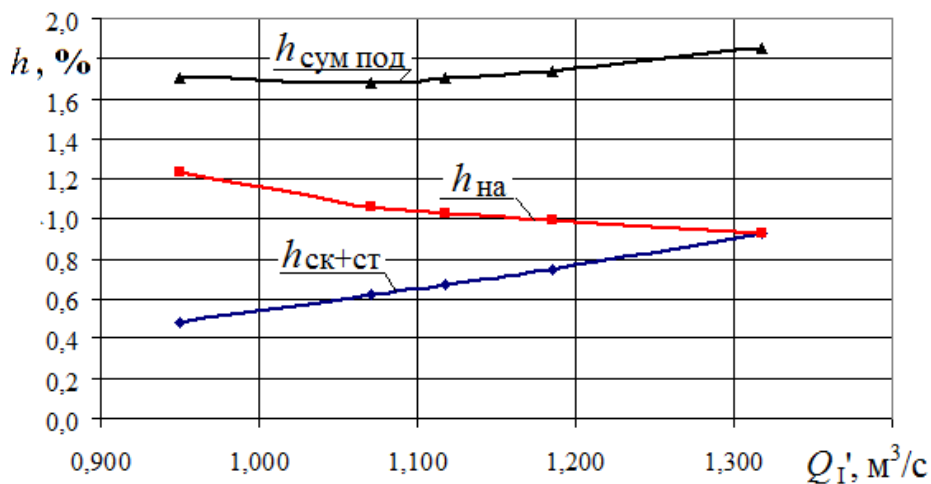


Рис. 9 – Распределение потерь энергии в подводе гидротурбины ПЛ 20/3271у

Выводы

Расчетное исследование трехмерного вязкого течения жидкости в подводе вертикальной поворотно-лопастной осевой гидротурбины ПЛ 20/3271у Кременчугской ГЭС позволило получить новые данные о структуре пространственного потока в спиральной камере, статоре и направляющем аппарате. Определены величины неравномерности осредненных по высоте канала характеристик потока после решетки статора, рассчитаны обтекание и потери энергии в направляющем аппарате в условиях приближенным к реальным. Полученные параметры потока перед рабочим колесом показывают, что решетка направляющего аппарата выравнивает поток в окружном направлении, а геометрические углы лопасти РК имеют расхождение с углами потока. Представленные результаты расчета течения жидкости в подводе осевой поворотно-лопастной гидротурбины подтверждают возможность использования программного комплекса *FlowER-U* для разработки новых и совершенствования модернизируемых проточных частей гидротурбин.

Список литературы: 1. Линник, А.В. Современный уровень и основные направления развития гидротурбостроения в Украине [Текст] / А.В. Линник, В.Д. Хаитов // Пробл. машиностроения. – 2010. – Т. 13, № 1. – С. 11-18. 2. Городецкий, Ю.В. Анализ рабочего процесса в проточной части осевой гидротурбины на основе численного моделирования пространственного вязкого течения жидкости [Текст] / Ю.В. Городецкий, Д.Ю. Косьянов, А.В. Русанов, П.Н. Сухоробрий, О.Н. Хорев // Прикладная гидромеханика. – К., 2012. – Том. 14 (86), № 3. – С. 45-55. 3. Русанов, А.В. Численное моделирование течений вязкой несжимаемой жидкости с использованием неявной квазимонотонной схемы Годунова повышенной точности [Текст] / А.В. Русанов, Д.Ю. Косьянов // Восточ.-Европ. журн. передовых технологий. – 2009. – № 5. – С. 4-7. 4. Русанов, А.В. Математическое моделирование нестационарных газодинамических процессов в проточных частях турбомашин [Текст]: моногр. / А.В. Русанов, С.В. Ершов. – Х.: Ин-т пробл. машиностроен. НАН Украины, 2008. – 275 с.

Поступила в редколлегию 19.09.13

УДК 621.224

Математическое моделирование течения жидкости и анализ характеристик потока в подводе гидротурбины ПЛ20 Кременчугской ГЭС [Текст] / А.В. Русанов, А.В. Линник, П.Н. Сухоробрий, О.Н. Хорев, А.В. Рябов // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХПІ», 2014. – № 1(1044). – С. 41-48. – Бібліогр.: 4 назв. – ISSN 2078-774X.

Наведено результати розрахункового дослідження просторової в'язкої течії рідини в спіральній камері, статорі та напрямному апараті осевої поворотно-лопатевої гідротурбіни ПЛ20 Кременчуцької ГЕС. Математичне моделювання течії виконано на основі чисельного інтегрування рівнянь Рейнольдса та двопараметричної моделі турбулентності Ментера. Розрахунки проведено за допомогою програмного комплексу. Дано аналіз структури потоку та втрат енергії в елементах підводу гідротурбіни Кременчуцької ГЕС.

Ключові слова: математичне моделювання, в'язка течія, спіральна камера, статор, напрямний апарат, втрати енергії.

The results of the design study of viscous flow in spiral casing, stay ring, guide vane Kaplan turbine PL20 Kremenchug HPP are presented. Mathematical modeling of flow made on the basis of numerical integration of the Reynolds equation and the two-parameter model of turbulence Menter (*SST*). The calculations were performed using the software package *FlowER-U*. The analysis of the structure of the flow and energy loss in the elements of the supply turbines Kremenchug HPP.

Keywords: mathematic modeling, viscid flow, spiral casing, stay ring, guide vane, losses of energy

УДК 621.224

О.В. ПОТЕТЕНКО, канд. техн. наук; проф. НТУ «ХПИ»;
В.Э. ДРАНКОВСКИЙ, канд. техн. наук; доц. НТУ «ХПИ»;
Е.С. КРУПА, н.с. НТУ «ХПИ»;
О.С. ВАХРУШЕВА, м.н.с. НТУ «ХПИ»

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ ГИДРОТУРБИН С ПРИМЕНЕНИЕМ НОВЫХ КОНСТРУКТИВНЫХ РЕШЕНИЙ ДЛЯ РАЗЛИЧНЫХ ДИАПАЗОНОВ НАПОРОВ

В статье рассматривается вопрос повышения эффективности работы гидроагрегатов за счет совершенствования рабочих процессов новых типов гидротурбин на диапазон напоров 30–1000 м.

Ключевые слова: гидротурбина, рабочее колесо, проточная часть, мощность, напор.

Введение

Потребление энергии на душу населения, определяющее уровень развития достигнутый в том или ином государстве, непрерывно возрастает. Однако энергетические ресурсы Земли ограничены и составляют:

Уголь, нефть, газ..... 11×10^{12} т.у.т.
Уран 8×10^{12} т.у.т.
Солнечная энергия 900×10^{12} т.у.т.
Ветровая энергия 2×10^{12} т.у.т.
Гидроэнергия 7×10^{12} т.у.т.
Геотермальная энергия 1770×10^{12} т.у.т.

при годовом мировом энергопотреблении $0,01 \times 10^{12}$ т.у.т. Казалось бы, что население Земли на многие тысячелетия обеспечено энергоресурсами и нет никаких причин для серьезных беспокойств. Однако ряд энергоресурсов не может быть использован в качестве основного для производства в силу ряда серьезных причин. Одной из этих причин является низкая по плотности величина энергетических потоков, например:

Волновая энергия < 100 кВт/м².
Ветровая < 3 кВт/м².
Солнечная..... $< 0,1$ кВт/м².
Энергия приливов..... $< 0,002$ кВт/м².
Биомасса..... $< 0,0002$ кВт/м².
Геотермальная..... $< 0,00006$ кВт/м².

Для сравнения приведем следующие цифры:

- при сжигании угля на крупных электростанциях – 500 кВт/м²;
- при использовании ядерного топлива на электростанциях – 650 кВт/м².

Анализируя вышеприведенные цифры, можно сделать выводы, что основными перспективными направлениями использования энергоресурсов Земли наряду с органическим топливом (уголь, нефть, газ) являются атомная энергетика, гидроэнергетика.

© О.В. Потетенко, В.Э. Дранковский, Е.С. Крупа, О.С. Вахрушева, 2014

Рассматривая себестоимость одного киловатта электроэнергии производимой на различного типа электростанциях следует отметить, что самая дешевая электроэнергия производится на гидроэлектростанциях (на порядок дешевле, чем на тепловых), а на втором месте по себестоимости являются атомные электростанции.

С экологической точки зрения, при комплексном решении ряда задач, наряду с производством электроэнергии таких как защита от паводков и наводнений, рациональное орошение земель и др. гидроэлектростанции, как и атомные электростанции с серьезной противоаварийной защитой, являются наиболее чистыми (без каких либо вредных выбросов) производителями электрической энергии.

В потребительском энергетическом балансе нефть и газ занимают основную преобладающую позицию. Это связано с автотранспортом и производством электроэнергии на электростанциях, где относительная простота добычи, транспортировки и технологического процесса сжигания обусловило применение в первую очередь газа и нефтепродуктов. Однако ресурсы нефти и газа промышленно развитых стран практически исчерпаны, а на международном рынке цены на них непрерывно возрастают. Новые разведанные источники органического топлива располагаются в труднодоступных или удаленных от промышленных районов местах, например, морской шельф, арктические зоны и др.

Следует отметить, что многие специалисты в области энергетики склоняются к тому, что на ближайшие 50-100 лет дальнейшее развитие выработки электроэнергии будет связано с атомной энергетикой и ограничением потребления нефти и газа.

Как известно, 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 используются гидроагрегаты оборудованные гидротурбинами и насос-турбинами.

Во многих промышленно развитых странах расширяется строительства гидроэлектростанций (ГЭС) и гидроаккумулирующих станций (ГАЭС) предназначенных для эксплуатации в первую очередь на пиковых нагрузках суточного регулирования. Известно, что время на запуск или полную остановку работы гидротурбины исчисляется минутами и зафиксированы случаи, когда в течении суток гидроагрегат останавливался и запускался на полную мощность порядка 10 раз. Если проанализировать график эксплуатации гидротурбин, то они редко работают при оптимальной нагрузке.

Как видно из вышеприведенных цифр, мировые запасы гидроэнергии далеко не исчерпаны. Что касается Украины, то по мнению специалистов гидроэнергетические ресурсы здесь используются на величину порядка 10 %. Реки западной части Украины практически не используются, что приводит также и к большим стихийным бедствиям: потопам и наводнениям.

Учитывая специфику эксплуатации гидроагрегатов на нерасчетных быстроменяющихся нагрузках в плане строительства новых и реконструкции действующих ГЭС и ГАЭС возникают новые повышенные требования к гидроагрегатам.

1) Повышение надежности гидроэнергетического оборудования в связи с частыми пусками и остановками гидроагрегатов, эксплуатаций на неоптимальных часто меняющихся нагрузках.

2) Расширение зоны высокого КПД и надежной эксплуатации по расходам и напорам.

3) Повышение среднеэксплуатационного КПД, кавитационных показателей, снижение уровня нестационарности потока (пульсации скоростей и давлений) в новых вышеотмеченных условиях эксплуатации.

Эти вопросы решаются комплексно, как путем разработки новых лопастных систем и проточных частей гидротурбин традиционного типа так и совершенствование рабочего процесса, в том числе для новых конструктивных решений применительно к гидроагрегатам вновь строящихся ГЭС и ГАЭС.

Таким образом, **целью исследования** является решение проблемы повышения надежности и эффективности при эксплуатации гидроэнергетического оборудования на пиковых нагрузках.

1 Применение прямооточных капсульного типа и расположенных в бычке (бетонной колонне) гидроагрегатов на напоры от 4 до 300 м

Обычно прямооточные гидроагрегаты применяются на напоры до 40 м. Это связано с тем, что бесспиральный подвод потока к рабочему колесу характерный для прямооточных гидроагрегатов приводит к тому, что момент количества движения необходимый для оптимальной работы гидротурбины создается колоннами статора и лопатками направляющего аппарата, что возможно для напоров до 40 м.

Новые конструктивные разработки связанные с применением сопловых аппаратов с поворотными выходными элементами (рис. 1) позволяют получить необходимый момент импульса (количества движения) для оптимальной работы гидротурбин на напоры вплоть до 80–100 м в случае одноагрегатного использования и вплоть до 300 м в случае сдвоенных прямооточных агрегатов [1].

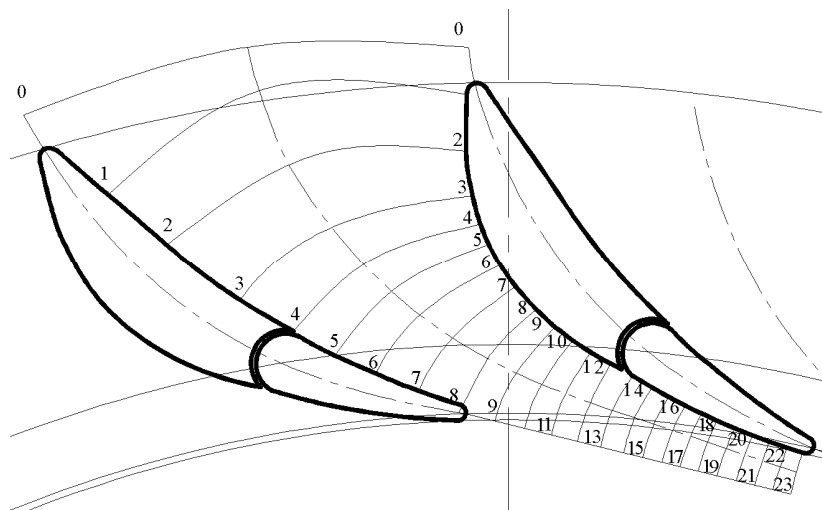


Рис. 1 – Конфузорный канал радиально-осевой гидротурбины

Преимущества прямооточных гидроагрегатов применительно к сложным условиям эксплуатации несомненны. Во-первых, они имеют более широкий, в полтора-два раза превышающий по сравнению с традиционно применяемыми на напоры 40–300 м гидротурбинами, диапазон эксплуатации по расходам с высокими энергокавитационными показателями; во-вторых, более высокий среднеэксплуатационный КПД и надежность работы гидроагрегата, обусловленная низким уровнем нестационарности потока, безусловно более высокая.

На рис. 2 зображено сдвоенный прямоточный гидроагрегат [1, 2], в таблице 1 представлены, разработанные в результате глубокого анализа рабочего процесса сдвоенного прямоточного гидроагрегата, научно-обоснованные предложения для проектирования проточных частей и лопастных систем с оптимальными энергокавитационными показателями.

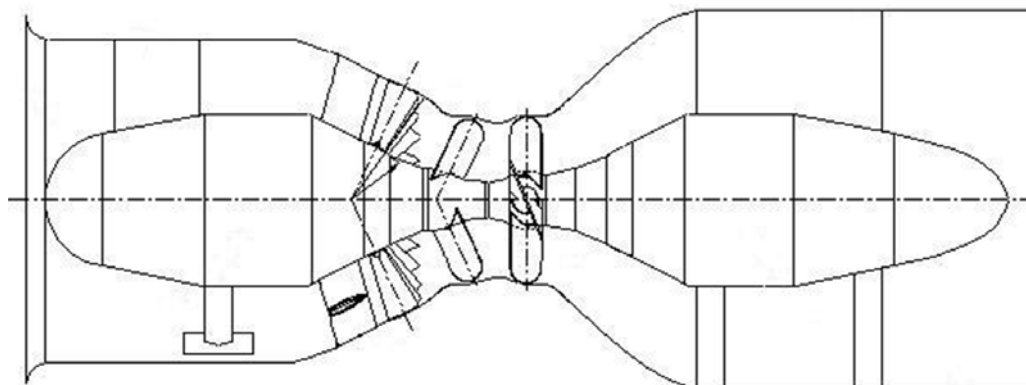


Рис. 2 – Сдвоенный прямоточный гидроагрегат

Таблица 1

Вариант (проект) номенклатуры сдвоенных прямоточных гидроагрегатов

Суммарный напор сдвоенного гидроагрегата	Тип лопастной системы и напоры срабатываемые гидроагрегатами					
	первый гидроагрегат			второй гидроагрегат		
	$H_1^{(1)}$	$H_2^{(1)}$	$H^{(1)}$	$H_1^{(2)}$	$H_2^{(2)}$	$H^{(2)}$
ПЛГД-45, 45 м	ПЛГ-25			ПЛГ-15		
	10 м	15 м	25 м	15 м	0 м	15 м
ПЛГД-75, 75 м	ПЛД-50			ПЛГ-25		
	25 м	25 м	50 м	25 м	0 м	25 м
ПЛГД-110, 110 м	ПЛД-70			ПЛГ-40		
	30 м	40 м	70 м	40 м	0 м	40 м
ПЛГД-150, 150 м	ПЛД-90			ПЛ-60		
	30 м	60 м	90 м	60 м	0 м	60 м
ПЛГД-180, 180 м	ПЛД-110			ПЛ-70		
	40 м	70 м	110 м	70 м	0 м	70 м
ПЛГД-230, 230 м	ПЛД-140			ПЛД-90		
	50 м	90 м	140 м	90 м	0 м	90 м
ПЛГД-260, 260 м	ПЛД-170			ПЛД-90		
	80 м	90 м	170 м	90 м	0 м	90 м

Если обозначить:

$$H_1^{(1)} = \left[\frac{\omega_1}{\eta_1 g} (\overline{rV_u})_1 \right]^{(1)} \quad \text{и} \quad H_2^{(1)} = \left[\frac{\omega_2}{\eta_2 g} (\overline{rV_u})_2 \right]^{(1)}$$

для первого гидроагрегата и:

$$H_1^{(2)} = \left[\frac{\omega_1}{\eta_1 g} (\overline{rV_u})_1 \right]^{(2)} \quad \text{и} \quad H_2^{(2)} = \left[\frac{\omega_2}{\eta_2 g} (\overline{rV_u})_2 \right]^{(2)}$$

для второго гидроагрегата, то напор, срабатываемый первым гидроагрегатом, будет $H^{(1)} = H_1^{(1)} - H_2^{(1)}$, а на втором гидроагрегате – $H^{(2)} = H_1^{(2)} - H_2^{(2)}$.

Следует отметить, что ротор второго гидроагрегата вращается в противоположном направлении по отношению к направлению вращения ротора первого гидроагрегата и отрицательный момент количества движения, определяемый напором $H_2^{(1)}$ является положительным для второго гидроагрегата: $|-H_2^{(1)}| = H_1^{(2)}$.

Как и в любой гидротурбине, рабочий процесс осуществляется посредством создания крутящего момента на рабочем колесе гидротурбины (который определяется суммарным моментом сил гидродинамического давления на лопасти) равным

$$M_{кр} = \rho Q \left[(\overline{rV_u})_1 - (\overline{rV_u})_2 \right] - \Delta M_n,$$

где ΔM_n – потери момента количества движения жидкости за счет трения о неподвижные поверхности и протечки в уплотнениях минуя проточную часть.

Рабочий процесс в данном гидроагрегате описывается уравнением Л. Эйлера для гидротурбины

$$\frac{\eta_r g H}{\omega} = (\overline{rV_u})_1 - (\overline{rV_u})_2.$$

При работе гидротурбины гидравлический КПД зависит от уровня гидравлических потерь. В балансе потерь осевых гидротурбин, особенно на нерасчетных (далеких от оптимального) режимах существенную часть потери напора играют циркуляционные потери. Циркуляционные потери обусловлены наличием окружной составляющей скорости за рабочим колесом

$$\bar{h}_ц = \frac{1}{Q} \int_Q \frac{V_{u2}^2}{2gH} dQ.$$

На оптимальном режиме эксплуатации эти потери близки к нулю, т.к. $(\overline{rV_u})_2 \approx 0$.

Есть примеры в мировой практике гидротурбостроения, когда большой напор срабатывается двумя последовательно расположенными гидротурбинами, что позволяло применять радиально-осевые рабочие колеса, обладающие рядом преимуществ, вместо ковшевых.

В рассматриваемом случае имеет место не только увеличение пропускной способности сдвоенного прямоточного гидроагрегата более чем в два раза, но и оптимизация рабочего процесса за счет трехэлементной комбинаторной зависимости связывающей открытие направляющего аппарата с разворотом одной и второй лопастной системы. Используются преимущества присущие контрроторным прямоточным гидроагрегатам.

Момент количества движения перед первым рабочим колесом может быть существенно меньшим, т.к. «отрицательный» момент количества движения за первым колесом будет являться положительным для второго колеса вращающегося в противоположную сторону.

Трехэлементная комбинаторная зависимость, определяющая минимум гидравлических потерь энергии и в первую очередь за счет снижения циркуляционных потерь вплоть до нуля, позволяет расширить зону высокоэффективной работы гидроагрегата по расходам (мощностям) и напорам более чем в два раза.

2 Совершенствование рабочего процесса поворотно-лопастных и радиально-осевых гидротурбин

Наиболее приспособленные для эксплуатации на режимах отличных от оптимального при частой перемене нагрузок являются поворотно-лопастные гидротурбины. Жестколопастные же (радиально-осевые и пропеллерные) гидротурбины характеризуются на этих режимах и особенно на пуско-остановочных повышенными величинами нестационарности, резко снижающих надежность работы различных узлов гидротурбины. Это связано также и с возникновением мощных спиралеобразных вихревых структур в отсасывающей трубе на режимах с большими циркуляционными потерями.

Новые разработки кафедры гидромашин НТУ «ХПИ» [2–6] позволяют устранить эти недостатки (рис. 3–6).

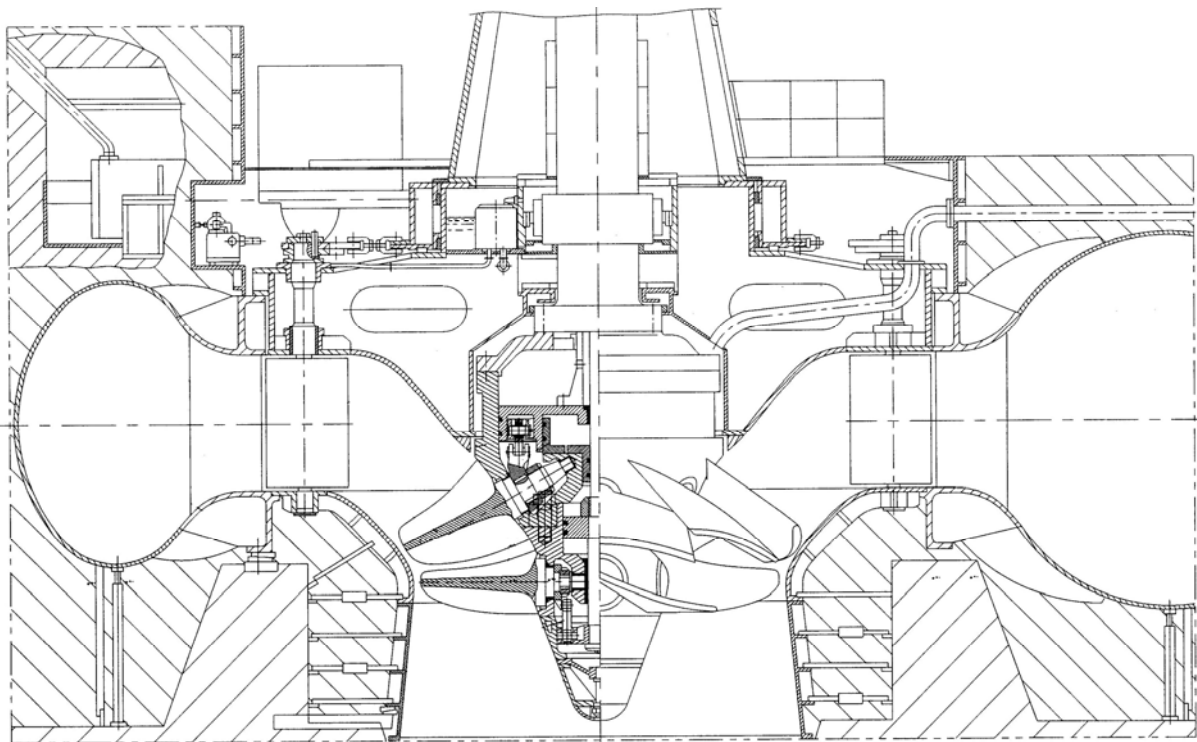


Рис. 3 – Высоконапорная поворотно-лопастная гидротурбина, позволяющая ее установку на напоры свыше 100 м и расширяющая в полтора-два раза по напорам и расходам диапазон надежной и высокоэффективной эксплуатации

Анализ рабочих процессов гидротурбин отечественного и зарубежного производства эксплуатируемых на напоры 400–600 м показывают, что подводящие органы этих гидротурбин и в первую очередь спиральные камеры призваны увеличивать, по сравнению с величиной имеющей место во входном сечении спирали, момент количества движения потока в два раза. Для примера в гидротурбинах на напоры до 200 м подводящие органы сохраняют постоянную величину $\rho Q(V_{ii}r)$ – момент количества движения. Это приводит к гидравлическим потерям энергии достигающим до (3–5) % в подводящих органах (см. рис. 7).

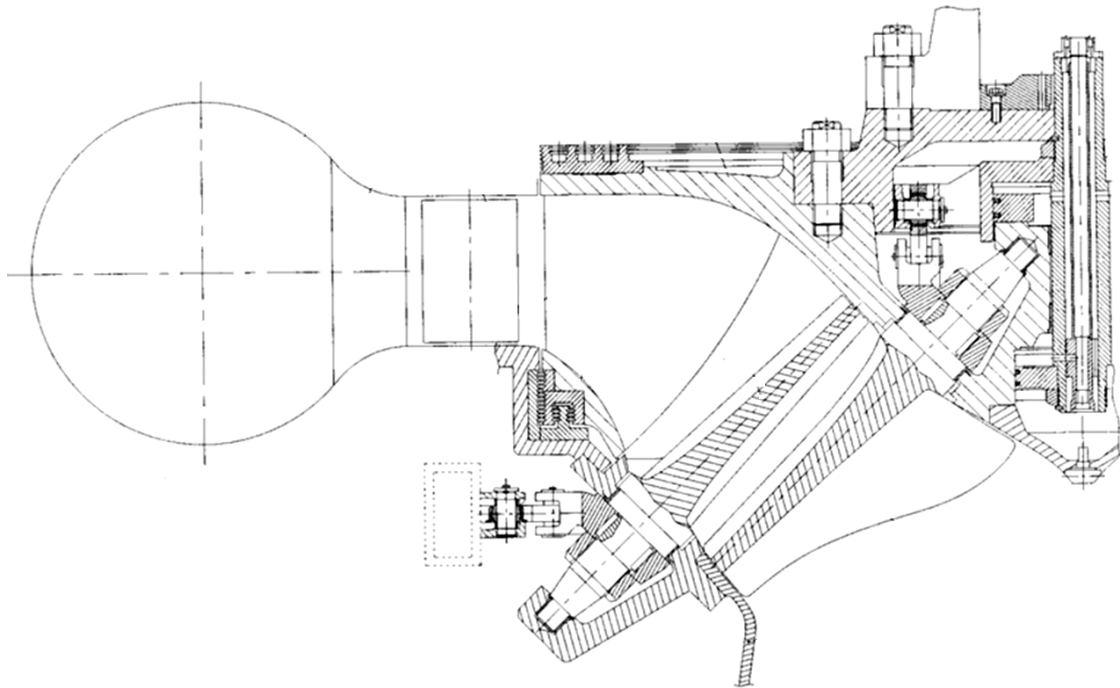


Рис. 4 – Высоконапорная радиально-диагональная гидротурбина

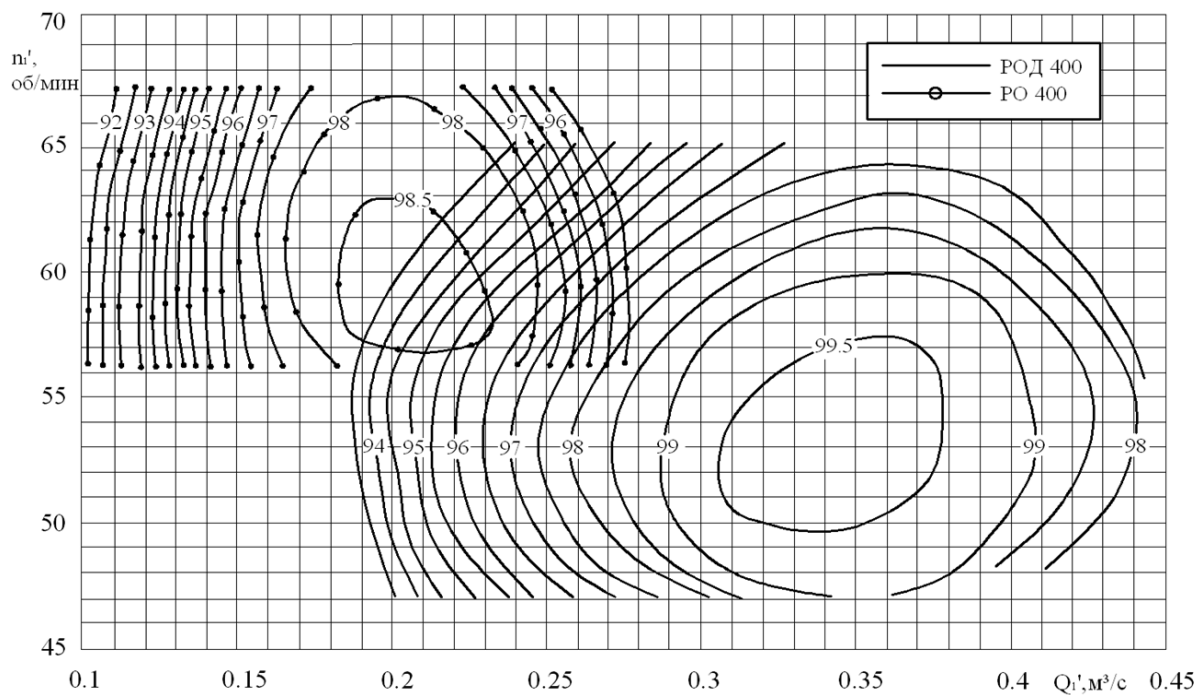


Рис. 5 – Сравнение прогнозной универсальной характеристики РОД-400 с характеристикой гидротурбины РО 400/3515-В-80 № 2514 ХТЗ

Ети недолатки усураються посередством применення для высоконапорных радиально-осевых гидротурбин, вплоть до напоров 1000 м, радиально-диагональных рабочих колес и в качестве подводящих органов сопловых аппаратов (рис. 8) при просторной спиральной камере, которые обеспечивают более равномерный подвод воды на всех режимах эксплуатации, необходимый момент количества движения перед рабочим колесом при существенном снижении потерь в подводящих органах [6].

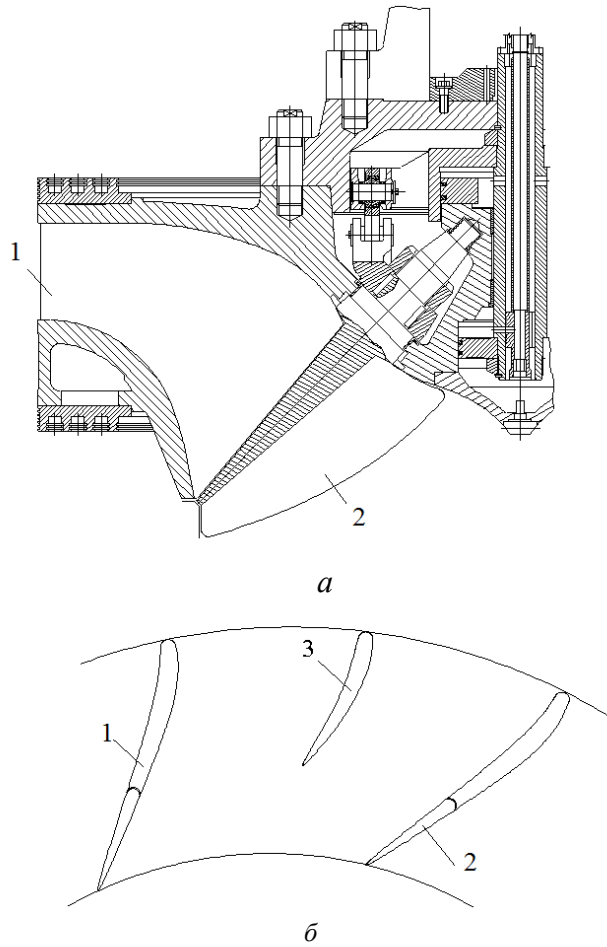


Рис. 6 – Радиально-осевое рабочее колесо с поворотными выходными элементами:
 1 – жестко закрепленные лопасти рабочего колеса; 2 – поворотные выходные элементы лопастей рабочего колеса; 3 – укороченные лопасти рабочего колеса;
 а – разрез радиально-осевого колеса с поворотными выходными элементами;
 б – конформное отображение на плоскость криволинейных поверхностей сечений лопастей рабочего колеса



Рис. 7 – Параметры потока перед рабочим колесом на различных режимах

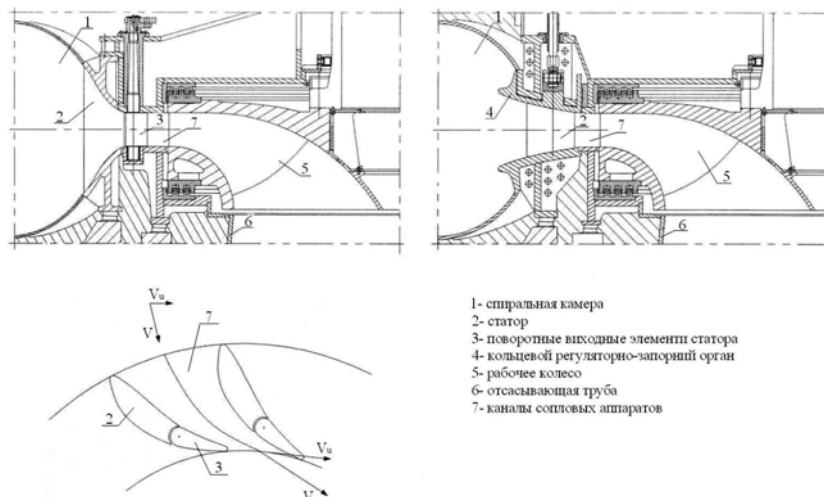


Рис. 8 – Конструкції підводячих органів високонапорної гідротурбіни з використанням соплових апаратів

Выводы

1 В работе представлены перспективные направления в гидроэнергетике, позволяющие существенно расширить зону эксплуатации гидротурбины по напорам и расходам, повысить надежность работы оборудования на пиковых нагрузках, существенно повысить среднеэксплуатационный КПД.

2 Представлены перспективные направления совершенствования высоконапорных гидротурбин, позволяющие эффективную их эксплуатацию при напорах до 1000 м.

Список литературы: 1. Потетенко, О.В. Тенденции продвижения горизонтальных прямооточных и вертикальных радиально-осевых гидротурбин на высокие напоры с широким диапазоном эксплуатации [Текст] / О.В. Потетенко, В.Э. Дранковский, С.М. Ковалев, Е.С. Крупа, О.С. Вахрушева, Н.Г. Шевченко // Вісник Сумського Державного університету. – 2010. – С. 125-135. 2. Пат. UA76872 Україна. Здвоєний прямооточний гідроагрегат / Потетенко О.В. – опубл. 15.09.2006, Бюл. № 9. 3. Пат. UA85237 Високонапірна радіально-осьова гідротурбіна / Потетенко О.В., Ковальов С.М. – опубл. 12.01.2009, Бюл. № 1. 4. Пат. UA85090 Високонапірна радіально-осьова гідротурбіна / Потетенко О.В., Ковальов С.М. – опубл. 25.12.2009, Бюл. № 24. 5. Деклараційний патент на корисну модель ГФ15649 Робоче колесо високонапірної радіально-осьової гідротурбіни / Потетенко О.В., Ковальов С.М. – опубл. 17.07.2007, Бюл. № 2. 6. Деклараційний патент на корисну модель UA5155 Робоче колесо високонапірної радіально-осьової гідротурбіни / Потетенко О.В., Ковальов С.М., Зав'ялов П.С., Кухтенков Ю.М. – опубл. 15.02.2005, Бюл. № 2.

Поступила в редколлегию 19.09.13

УДК 621.224

Совершенствование рабочих процессов гидротурбин с применением новых конструктивных решений для различных диапазонов напоров [Текст] / О.В. Потетенко, В.Э. Дранковский, Е.С. Крупа, О.С. Вахрушева // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХП», 2014. – № 1(1044). – С. 49-57. – Бібліогр.: 6 назв. – ISSN 2078-774X.

У статті розглядається питання підвищення ефективності роботи гідроагрегатів за рахунок вдосконалення робочих процесів нових типів гідротурбін на діапазон напорів 30-1000 м.

Ключові слова: гідротурбіна, робоче колесо, проточна частина, потужність, напір.

The article deals with the issue of increasing the efficiency of hydraulic units by improving the workflow of new types of hydraulic turbines to a range heads 30-1000 m.

Keywords: hydraulic turbine, runner, flowing part, power, head.

УДК 621.224

В.А. КОЛЫЧЕВ, канд. техн. наук; проф. НТУ «ХПИ»;
И.И. ТЫНЬЯНОВА, канд. техн. наук; доц. НТУ «ХПИ»

ПРИБЛИЖЕННЫЙ МЕТОД РАСЧЕТА КИНЕМАТИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ПОТОКА В ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ РАДИАЛЬНО-ОСЕВОЙ ГИДРОТУРБИНЫ

Излагается приближенный метод расчета кинематических параметров потока в окрестности входных и выходных кромок рабочего колеса радиально-осевой гидротурбины. Наряду с распределенными параметрами приводятся основные теоретические зависимости, описывающие кинематику пространственного потока в рамках модели осредненных параметров. Показана целесообразность применения приведенного кинематического расчета распределенных и осредненных характеристик для оценки условий обтеканий входных и выходных кромок лопастей.

Ключевые слова: радиально-осевая гидротурбина, рабочее колесо, кинематические характеристики, проточная часть.

Введение

Улучшение энергетических показателей гидротурбины (ГТ) непосредственно связано с развитием методов математического моделирования (МММ) рабочего процесса, являющихся основой для прогнозирования и оптимизации энергетических и кавитационных показателей ГТ.

В настоящее время для совершенствования проточной части (ПЧ) широко используются методы расчетно-теоретической отработки ПЧ путем многовариантного анализа влияния геометрических параметров на энергетические характеристики ГТ. При этом используется многоуровневое описание рабочего процесса в виде комплекса математических моделей (ММ), характеризующихся разной степенью абстрагирования от реальной картины течения. При построении ММ рабочего процесса исходят из кинематического описания потока в ПЧ. Наиболее полные данные о кинематических характеристиках элементов ПЧ могут быть получены с помощью современных численных методов расчета пространственного потока, позволяющих для заданных конкретных условий найти распределение кинематических параметров в ПЧ [1–3].

Однако, проведение многовариантного анализа ПЧ на основе решения задач обтекания лопастных систем в трехмерной постановке представляется весьма затруднительным в связи с большим числом переменных, влияние которых исследуется при проведении численного эксперимента. Следует также отметить, что само по себе наличие детальной информации о внутренней структуре потока в элементах ПЧ, получаемой с помощью 3-х мерных методов расчета, не позволяет выявить закономерности влияния геометрических и режимных параметров на структуру потока и на составляющие потерь энергии. Задача установления таких закономерностей может быть решена при наличии небольшого числа переменных. При большом числе переменных (а это имеет место при численном анализе) выявление влияния геометрических параметров ПЧ на структуру потока и потери энергии на основе 3-х мерных методов представляет значительные трудности.

Другой подход к расчету и анализу кинематики потока в ПЧ заключается в использовании приближенных кинематических моделей. С помощью этих моделей определяются кинематические параметры потока в расчетных сечениях ПЧ (рис. 1). На основании этих моделей определяются отдельные виды потерь в элементах ПЧ. Такой

© В.А. Колычев, И.И. Тыньянова, 2014

подход был использован в работах [4–6] при анализе рабочего процесса радиально-осевых ГТ и в [7] при анализе потока в диагональных ГТ. Определенным достоинством такого подхода является возможность построения зависимостей кинематических параметров в расчетных сечениях ПЧ от геометрических и режимных параметров в аналитическом виде.

Применение упрощенных моделей течения дает возможность уже на начальном этапе проектирования рассчитать параметры оптимального режима, определить кинематические параметры потока на входе и выходе из рабочего колеса (РК) и величины потерь энергии на этом режиме [4, 8, 9]. Для уточнения геометрии ПЧ на последующих этапах проектирования следует использовать трехмерные методы расчета.

Целью данной работы является разработка приближенного метода расчета и анализа кинематических характеристик.

В задачу работы входит установление зависимостей кинематических параметров потока от геометрических и режимных параметров РК.

Определение распределенных кинематических характеристик потока в расчетных сечениях ПЧ

В процессе проектирования ПЧ необходимо знание распределения кинематических параметров потока в окрестности входных и выходных кромок (относительных углов потока перед РК, циркуляции и меридиональной скорости за РК и др.) как на расчетном, так и на нерасчетных режимах. Данные, получаемые в результате расчета этих параметров нужны для определения потерь энергии, расчета энергобалансовых характеристик, прогнозирования энергокавитационных показателей.

Излагаемый метод расчета кинематических параметров потока базируется на совместном использовании:

- упрощенной модели осредненного осесимметричного течения, приближенно учитывающей смещение поверхностей тока в полости рабочего колеса;
- уравнения кинематической связи в элементарных решетках на осесимметричных поверхностях тока;
- кинематического описания потока с помощью осредненных параметров.

При разработке ПЧ оказывается необходимым знание как распределенных так и осредненных параметров потока в расчетных сечениях ПЧ (0–0, 1–1, 2–2, см. рис. 1). Распределенные характеристики в данном сечении – устанавливают зависимость кинематических параметров потока (Γ , c_m , c_u – циркуляции скорости, меридиональной

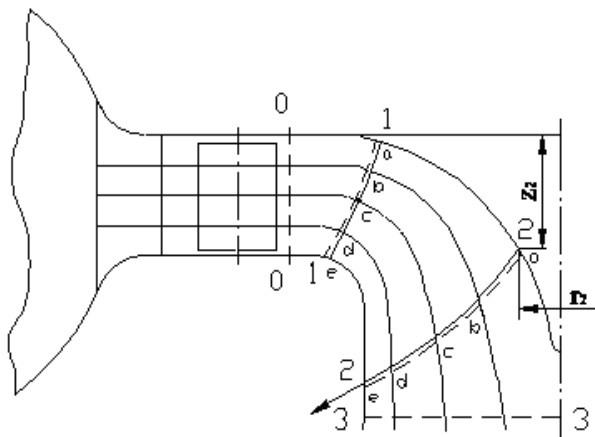


Рис. 1 – Расчетные сечения проточной части РО ГТ

и окружной составляющих скорости) в каждой точке сечения от геометрических и режимных параметров.

Методика расчета распределенных кинематических параметров сводится к определению углов и составляющих скорости потока в точках расчетных сечений ПЧ, что дает возможность установить кинематические условия обтекания лопастных систем направляющего аппарата (НА) и РК. Эти данные

должны использоваться при проектировании ПЧ для согласования лопастных систем НА и РК с подводными и отводящими органами ГТ.

Кинематика потока в каждом сечении также может быть описана с помощью осредненных параметров. Процесс осреднения связан с переходом от действительного потока с неравномерным распределением параметров по поперечному сечению к некоторому потоку с равномерным распределением этих параметров. Для оценки параметров условия согласования входных и выходных элементов РК с потоком используются данные как о распределенных так и осредненных параметров потока [8, 10, 11].

Существенным отличием предлагаемого подхода является использование уравнений для расчета кинематических характеристик в безразмерной форме. Последнее обстоятельство дает дополнительные возможности для привлечения опытных и расчетных данных, полученных при исследовании элементов ПЧ близкой быстроходности.

Структура потока в области, ограниченной сечениями 0–0 и 1–1 зависит от геометрии направляющих лопаток, а также от формы полости в зазоре между лопастными системами направляющего аппарата и рабочего колеса. В рассматриваемой области поток можно считать осесимметричным и исходить при его анализе из модели осредненного осесимметричного движения [12].

При определении кинематических характеристик в окрестности входной кромки РК исходим из предположения, что известны осредненные и распределенные кинематические характеристики НА (сечение 0–0), представленные в виде безразмерных зависимостей [12, 13]:

$$m = m(\bar{a}_0, l_0) = \frac{\Gamma_0(\bar{a}_0, l_0)}{\bar{\Gamma}(\bar{a}_0)}; \quad (1)$$

$$c_{0m}^* = \frac{c_{0m} D^2}{Q} = f_1(\bar{a}_0, l_0); \quad \frac{\Gamma_0 D}{Q} = f\left(\frac{a_0}{a_{0\max}}\right), \quad (2)$$

где m – коэффициент, учитывающий неравномерность выходной циркуляции по высоте лопатки НА; l_0 – координата, отсчитываемая от верхнего кольца НА вдоль выходной кромки лопатки; c_{0m}^* – безразмерный коэффициент меридиональной скорости; c_{0m} , Γ_0 – соответственно меридиональная скорость и циркуляция потока в данной точке сечения 0–0; $\bar{\Gamma}_0 = \frac{1}{Q} \int \Gamma_0 dQ$ – осредненная величина циркуляции.

При расчете потока в сечении 1–1 учитывается распределение циркуляции Γ_0 вдоль выходной кромки лопатки и условие постоянства циркуляции на поверхности тока ($\psi = \text{const}$, ψ – функция тока).

Относительные углы потока β_1 в окрестности входной кромки находятся по формуле

$$\text{ctg } \beta_1 = \text{ctg } \alpha_1 - \frac{r_1'}{c_{1m}^*} k_Q, \quad (3)$$

вытекающей из известного соотношения, связывающего составляющие скорости в данной точке потока $c_{1u} = u_1 - c_{1m} \text{ctg } \beta_1$, ($k_Q = \frac{\omega D^3}{Q}$ – обобщенный режимный параметр, учитывающий подобие полей скоростей). Знание углов потока необходимо для анализа условий обтекания входных кромок и расчета ударных потерь энергии в РК.

В работе [13] представлены систематизированные и обобщенные опытные данные о кинематических характеристиках НА в диапазоне напоров $H = 45-500$, которые могут быть использованы при расчетно-теоретической обработке ПЧ.

Для расчета распределения кинематических параметров вдоль выходной кромки лопасти исходим из упрощенной модели осредненного осесимметричного движения, приближенно учитывающего смещение поверхностей тока при изменении режима работы гидротурбины [12].

Меридиональная скорость в фиксированной точке выходной кромки представляется в виде

$$c_{2m} = A_2(l)\omega - B_2(l)Q. \quad (4)$$

Коэффициенты A_2 и B_2 выражаются в зависимости от коэффициентов $M_2(l), N_2(l)$ [12]:

$$A_2(l) = -\frac{\int_{l_b}^{l_n} P(l)r \cos \delta dl}{\int_{l_b}^{l_n} L(l)r \cos \delta dl} L(l) + P(l); \quad B_2(l) = \frac{L(l)}{2\pi \int_{l_b}^{l_n} L(l)r \cos \delta dl},$$

где

$$P(l) = \exp\left[-\int_{l_b}^{l_n} M_2(l)dl\right] \int_{l_b}^{l_n} N(l) \exp\left[\int_{l_b}^{l_n} M(l)dl\right] dl; \quad L(l) = \exp\left[-\int_{l_b}^{l_n} M(l)dl\right] dl;$$

$$N_2(l) = 2\omega \left[-\operatorname{ctg} \beta_2 \cos \gamma + \pi r_2 \frac{d(rc_{у\text{вх}})}{d\psi} \right] \sin^2 \beta_2 \cos \delta.$$

Обозначения сохранены такими же, как и в [12].

Преобразуя выражение (4) к безразмерной форме, получим распределение безразмерного коэффициента меридиональной скорости $c_{2m}^* = \frac{c_{2m} D^2}{Q}$ вдоль выходной кромки [4].

$$c_{2m}^*(l') = A_2'(l')k_Q - B_2'(l'), \quad (5)$$

где $l' = \frac{l}{D_1}$ – безразмерная координата, отсчитываемая от ступицы вдоль выходной кромки лопасти. Коэффициенты A_2', B_2' зависят только от закона распределения углов β_{2r} вдоль выходной кромки рабочего колеса l_2 .

Для определения распределения углов β_2 вдоль выходной кромки используется уравнение кинематической связи относительных углов потока для каждой из элементарных решеток [4]:

$$\operatorname{ctg} \beta_2 = k \frac{r_1' B_1'}{r_2' B_2'} \operatorname{ctg} \beta_1 + (1-k) \operatorname{ctg} \beta_{02} - (1-k) \left(\frac{r_a^2}{r_2^2} - \frac{1-k \frac{r_1^2}{r_2^2}}{1-k} \right) \frac{r_2'}{B_2'} k_Q, \quad (6)$$

где k, β_{02}, r_a – гидродинамические параметры данной элементарной решетки.

Для густых решеток радиально-осевых РК коэффициент прозрачности очень мал

и можно полагать $k = 0$. Активный радиус решетки находится по формуле Стодолы:

$$r_a = r_2 \sqrt{1 + \frac{\pi}{z} \sin \beta_2 \sin \gamma}.$$

При $k = 0$ зависимость (6) принимает вид

$$\operatorname{ctg} \beta_2 = \operatorname{ctg} \beta_{02} - \left(\frac{r_a^2}{r_2^2} - 1 \right) \frac{r_2'}{B_2'} k_Q. \quad (7)$$

Изменение режимного параметра k_Q в диапазоне основных эксплуатационных режимов приводит, как показывают расчеты, к несущественному изменению $\operatorname{ctg} \beta_2$. Поэтому представляется оправданным без существенного ущерба для точности определять величину $\operatorname{ctg} \beta_2$ для некоторого характерного режима (например, для оптимального), считая в дальнейшем величину β_2 неизменной от режима работы.

Необходимые для расчета коэффициентов A_2' и B_2' геометрические характеристики меридионального потока (углы δ , γ , кривизны K_1 и K_2) находятся по принятому базовому потоку. Коэффициент меридиональной скорости c_{2m}^* определяется в расчетных точках выходной кромки для ряда значений режимного параметра k_Q , по формуле (5).

Зависимость циркуляции в расчетных точках выходной кромки от геометрических и режимных параметров находятся подстановкой значения $c_{2m} = A_2 \omega - B_2 Q$, в формулу циркуляции за РК

$$\Gamma_2 = 2\pi r_2^2 \omega + 2\pi r_2 (A_2 \omega - B_2 Q) \operatorname{ctg} \beta_2^*. \quad (8)$$

Переходя к безразмерным параметрам, запишем зависимость безразмерного коэффициента циркуляции от безразмерных геометрических и режимных параметров

$$\frac{\Gamma_2 D}{Q} = 2\pi (r_2'^2 + r_2' A_2' \operatorname{ctg} \beta_2^*) k_Q - 2\pi r_2' B_2' \operatorname{ctg} \beta_2^*. \quad (9)$$

Опытные данные, полученные в результате зондирования потока за РК в широком диапазоне напоров ($H = 100 - 500$ м) [4], были использованы для построения зависимости коэффициент меридиональной скорости и коэффициент циркуляции от режимного параметра k_Q . Графики (рис. 2, 3) показывают, что коэффициент меридиональной скорости и коэффициент циркуляции линейно зависят от режимного параметра. Это подтверждает справедливость полученных зависимостей (5) и (9), устанавливающих связь кинематических параметров потока за РК от его геометрических и режимных параметров.

Распределенные кинематические характеристики потока вдоль выходной кромки (5), (9) используются для нахождения осредненной кинематической характеристики

РК: $\frac{\bar{\Gamma}_2 D}{Q} = f\left(\frac{\bar{\Gamma}_1 D}{Q}, \frac{\omega D^3}{Q}\right)$ – выражающей связь осредненных циркуляций перед и за РК.

Осреднение (9) по расходу приводит к выражению для коэффициента безразмерной осредненной циркуляции [14]:

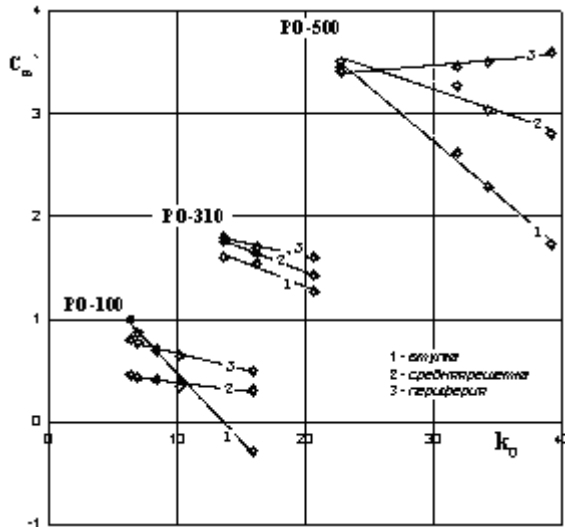


Рис. 2 – Зависимость $c'_m = f(k_Q)$

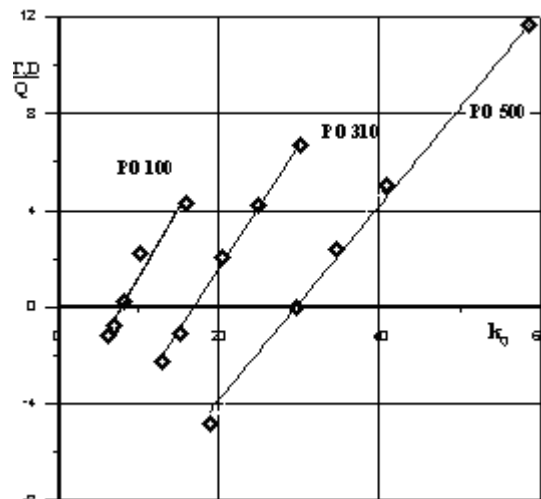


Рис. 3 – Зависимость $\frac{\Gamma_2 D}{Q} = f(k_Q)$

$$\frac{\bar{\Gamma}_2 D}{Q} = F_1 \frac{\omega D^3}{Q} - F_0 - F_2 \left(\frac{\omega D^3}{Q} \right)^2, \quad (10)$$

где

$$F_1 = 4\pi^2 \int_{l'_{вт}}^{l'_n} (r_2'^3 B_2' + 2r_2'^2 A_2' B_2' \text{ctg}\beta_2^*) \cos \delta_2 dl_2'; \quad F_0 = 4\pi^2 \int_{l'_{вт}}^{l'_n} r_2'^2 B_2'^2 \text{ctg}\beta_2^* \cos \delta_2 dl_2';$$

$$F_2 = 4\pi^2 \int_{l'_{вт}}^{l'_n} (r_2'^3 A_2' + r_2'^2 A_2'^2 \text{ctg}\beta_2^*) \cos \delta_2 dl_2'.$$

Численный эксперимент показывает малость члена формулы (10), содержащего $\left(\frac{\omega D^3}{Q} \right)^2$, по сравнению с другими членами правой части. Если им пренебречь, то

получим линейную зависимость $\frac{\bar{\Gamma}_2 D}{Q}$ от $\frac{\omega D^3}{Q}$.

$$\frac{\bar{\Gamma}_2 D}{Q} = k \frac{\bar{\Gamma}_1 D}{Q} - (1-k)\mu + (1-k) \frac{\pi}{2} \Lambda^2 k_Q. \quad (11)$$

Формулы гидродинамических параметров пространственной вращающейся решетки РК находятся из сравнения (10) и (11) (с учетом $F_2 = 0$):

$$\mu = 4\pi^2 \int_{l'_{вт}}^{l'_n} r_2'^2 B_2'^2 \text{ctg}\beta_2^* \cos \delta_2 dl_2'; \quad (12)$$

$$\Lambda^2 = \frac{2}{\pi} \left(4\pi^2 \int_{l'_{вт}}^{l'_n} (r_2'^3 B_2' + 2r_2'^2 A_2' B_2' \text{ctg}\beta_2^*) \cos \delta_2 dl_2' \right). \quad (13)$$

В рамках модели движения жидкости по фиксированным поверхностям тока формула (13) принимает вид

$$\Lambda^2 = \frac{2}{\pi} \left(4\pi^2 \int_{l'_{BT}}^{l'_n} r_2'^3 B_2' \cos \delta_2 dl_2' \right). \quad (14)$$

Ранее было показано [15], что коэффициент осредненной циркуляции за РК $\frac{\bar{\Gamma}D}{Q}$ линейно зависит от режимного параметра k_Q . В точках, расположенных на выходной кромке, имеет место линейная зависимость коэффициента меридиональной скорости и коэффициента циркуляции от обобщенного режимного параметра k_Q .

Кинематическое описание потока с помощью осредненных параметров

Приведем основные теоретические зависимости, описывающие кинематику пространственного потока в рамках модели осредненных параметров [15]. Основное уравнение устанавливает связь безразмерных кинематических комплексов (коэффициентов осредненных циркуляций) во входном и выходном сечениях РК, вращающегося с постоянной частотой вращения $\omega = \text{const}$

$$\frac{\bar{\Gamma}_2 D}{Q} = k \frac{\bar{\Gamma}_1 D}{Q} - (1-k)\mu + (1-k) \frac{\pi}{2} \Lambda^2 k_Q, \quad (15)$$

где k, μ, λ – гидродинамические параметры пространственной решетки.

Уравнение не накладывает ограничений на пространственность и вязкость [15], поэтому оно справедливо для реального обтекания пространственной решетки РК.

В сечениях, расположенных в пределах безлопастных участков ПЧ, кинематические комплексы практически не изменяются, поэтому можно полагать:

$$\frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q} = \frac{\bar{\Gamma}_1 D}{Q} \text{ и } \frac{\bar{\Gamma}_2 D}{Q} = \frac{\bar{\Gamma}_3 D}{Q}.$$

Гидродинамические характеристики лопастных систем (РК и НА) выражаются в зависимости от безразмерных кинематических комплексов во входных и выходных сечениях. Кинематическая характеристика НА устанавливает связь: $\frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q} = f(\bar{a}_0)$, где \bar{a}_0 – относительное открытие НА.

Коэффициент гидравлического момента $k_{MG} = \frac{M_{\Gamma} D}{\rho Q_{\kappa}^2}$ и коэффициента теоретического напора $K_{HT} = \frac{g H_{\Gamma} D^4}{Q^2}$, характеризующие силовое взаимодействие потока с РК, также выражаются в зависимости от кинематических комплексов во входном и выходном сечениях:

$$K_{HT} = \frac{1}{2\pi} \left(\frac{\bar{\Gamma}_1 D}{Q} - \frac{\bar{\Gamma}_2 D}{Q} \right) \omega D^3; \quad (16)$$

$$k_{MG} = \frac{(1-k)}{2\pi} \left(\frac{\bar{\Gamma}_1 D}{Q} + \mu - \frac{\pi}{2} \Lambda^2 k_Q \right). \quad (17)$$

Осредненные значения меридиональной и окружной составляющих скорости находятся из равенства расхода и момента количества движения действительного и осредненного потоков в рассматриваемом сечении [15]:

$$Q = \int_{\sigma} c_n d\sigma = \int_{\sigma} c_m \cos \delta d\sigma; \quad M = \int_{\sigma} \rho r c_u c_m \cos \delta d\sigma = \rho \int_{\sigma} r c_u d\sigma = \rho (\overline{r c_u}) Q.$$

Формулы осредненных меридиональной и окружной составляющих абсолютной скорости имеют вид:

$$\tilde{c}_m = \frac{Q}{\int_{\sigma} \cos \delta d\sigma} = \frac{Q}{2\pi \tilde{r} b}; \quad \tilde{c}_u = \frac{M}{\rho \tilde{r} Q},$$

где $\tilde{r} = \frac{\int_{\sigma} r \cos \delta d\sigma}{\int_{\sigma} \cos \delta d\sigma}$ – среднее значение радиуса в рассматриваемом сечении;

$b = \frac{1}{2\pi \tilde{r}} \int_{\sigma} \cos \delta d\sigma$ – параметр, характеризующий высоту ПЧ.

Величина осредненной по расходу циркуляции в данном сечении

$$\bar{\Gamma} = \frac{1}{Q} \int_{\sigma} 2\pi r c_u dQ = 2\pi (\overline{r c_u}) = \frac{2\pi}{\rho} \frac{M}{Q}.$$

Осредненные углы закрутки потока в расчетных сечениях

$$\text{ctg} \tilde{\alpha}_i = \frac{c_{ui}}{c_{mi}} = \frac{2\pi b_i M_i}{\rho Q^2} = \frac{\bar{\Gamma}_i b_i}{Q}.$$

Осредненные углы потока в сечениях ПЧ выражаются через безразмерные комплексы

$$\text{ctg} \tilde{\alpha}_i = \frac{\bar{\Gamma}_i D}{Q} S_i, \quad (18)$$

где i – номер сечения; S_i – параметр характеризующий высоту ПЧ в i -ом сечении.

Принимая $\bar{\Gamma}_0 = \bar{\Gamma}_1, \bar{\Gamma}_2 = \bar{\Gamma}_3$ из (18) находим связь осредненных углов потока в сечениях: 0–0 и 1–1:

$$\text{ctg} \tilde{\alpha}_0 = \frac{S_0}{S_1} \text{ctg} \tilde{\alpha}_1. \quad (19)$$

В соответствии с (18) осредненный угол потока в абсолютном движении в сечении 2–2:

$$\text{ctg} \tilde{\alpha}_2 = k \frac{S_2}{S_1} \text{ctg} \tilde{\alpha}_1 - (1-k) \mu S_2 + \frac{\pi}{2} (1-k) S_2 k_Q. \quad (20)$$

Осредненные углы потока в абсолютном и относительном движениях во входном и выходном сечениях РК связаны соотношениями:

$$\text{ctg} \tilde{\alpha}_{1,2} = \frac{\pi}{2} \tilde{k}_{r1,2}^2 S_{1,2} k_Q - \text{ctg} \tilde{\beta}_{1,2}, \quad (21)$$

где $\tilde{k}_{r1,2} = \sqrt{\frac{1}{Q} \int \frac{r_{1,2}^2}{R^2} dQ}$.

Угол потока за РК в относительном движении

$$\text{ctg} \tilde{\beta}_2 = k \frac{S_2}{S_1} \text{ctg} \tilde{\beta}_1 - (1-k) S_2 + (1-k) \left(\Lambda^2 - \frac{\tilde{k}_{r2}^2 - \tilde{k}_{r1}^2}{1-k} \right) S_2 \frac{\pi}{2} k_Q. \quad (22)$$

Зависимости (18)–(22) дают возможность рассчитать осредненные углы потока в

расчетных сечениях ПЧ: 0–0, 1–1, 2–2, 3–3, если предварительно найдены гидродинамические параметры пространственной решетки k, μ, Λ и коэффициенты $\tilde{k}_{r1}, \tilde{k}_{r2}$, характеризующие расположение входной и выходной кромок в меридиональной проекции, а так же коэффициенты перехода S_i от кинематических комплексов $\frac{\bar{\Gamma}_i D}{Q}$ к осредненным углам потока $\tilde{\alpha}_i$ и $\tilde{\beta}_i$ [4, 15].

Знание углов потока $\tilde{\alpha}_i$ и $\tilde{\beta}_i$ необходимо для представления характеристик потерь лопастных систем – зависимостей коэффициентов потерь, от кинематических и геометрических параметров [16]. Эти углы являются аргументами в функциональных зависимостях коэффициентов потерь НА и РК $k_{hНА} = f\left(\frac{\text{ctg } \alpha_0}{S_0}, \bar{a}_0\right)$,
 $k_{hРК} = f\left(\frac{\text{ctg } \beta_1}{S_1}, \frac{\text{ctg } \alpha_2}{S_2}\right)$.

Приведенное кинематическое описание потока может быть использовано для определения потерь энергии в элементах ПЧ [9, 16], а также для исследования влияния геометрических и режимных параметров на кинематические и энергетические характеристики ГТ.

Результаты расчета распределенных и осредненных параметров потока во входном сечении РК используются для определения потерь, обусловленных отрывом потока при обтекании входной кромки. Данные расчета потока в окрестности выходной кромки РК используются для определения циркуляционных потерь. Как известно эти категории потерь оказывают наиболее существенное влияние на формирование энергетических характеристик ГТ.

Для определения потерь трения в лопастных системах РК и НА может быть использован приближенный метод расчета средних по профилю относительных скоростей на сторонах давления $\tilde{W}_д$ и разряжения $\tilde{W}_р$ [4].

Заменяя действительный поток с неравномерным распределением скорости вдоль профиля некоторым условным потоком с постоянным распределением скоростей с помощью законов сохранения можно получить следующие формулы для средних (по профилю) относительных скоростей на сторонах разряжения $\tilde{W}_р$ и давления $\tilde{W}_д$ в зависимости от осредненных углов потока [4]:

$$\frac{\tilde{W}_р}{W_2} = \frac{1}{2} \left\{ \frac{8l_{t2} \sin \tilde{\beta}_2 k_b}{(1+k_b) \left(1 + \frac{1}{k_r}\right) \theta l_m} + \frac{2}{l_t \left(1 + \frac{1}{k_r}\right)} \left[\cos \tilde{\beta}_2 - \frac{\sin \tilde{\beta}_2 k_b}{\sin \tilde{\beta}_1} + \frac{\sin \tilde{\beta}_2 (1 + \text{tg } \tilde{\alpha}_2 \text{ctg } \tilde{\beta}_2)}{\text{tg } \tilde{\alpha}_2} \left(\frac{1}{k_r^2} - 1 \right) \right] \right\}; \quad (23)$$

$$\frac{\tilde{W}_д}{W_2} = \frac{1}{2} \left\{ \frac{8l_{t2} \sin \tilde{\beta}_2 k_b}{(1+k_b) \left(1 + \frac{1}{k_r}\right) \theta l_m} - \frac{2}{l_t \left(1 + \frac{1}{k_r}\right)} \left[\cos \tilde{\beta}_2 - \frac{\sin \tilde{\beta}_2 k_b}{\sin \tilde{\beta}_1} + \frac{\sin \tilde{\beta}_2 (1 + \text{tg } \tilde{\alpha}_2 \text{ctg } \tilde{\beta}_2)}{\text{tg } \tilde{\alpha}_2} \left(\frac{1}{k_r^2} - 1 \right) \right] \right\}. \quad (24)$$

Смысл обозначений приведен в [4].

Формулы (23) и (24) дают представление средних по профилю скоростей на стороне разряжения и давления (по отношению к осредненной относительной скорости

\tilde{W}_2 на выходе из рабочего колеса) в зависимости от геометрических параметров РК и осредненных углов потока.

Формулы (23) и (24) используются для приближенного определения толщины потери импульса на профиле рассматриваемой средней решетки профилями δ_2^{**} , что

необходимо для оценки трения в РК $\zeta_{тр} = \frac{2\delta_2^{**}l}{\sin \beta_2 t}$.

В [13] получена приближенная формула для коэффициента потерь трения в РК:

$$\zeta_{тр} = \frac{0,0153}{\text{Re}^{1/4}} \left(1 + \frac{1}{k_b}\right) \frac{1}{\sin \beta_2} \left[\left(\frac{\tilde{W}_d}{\tilde{W}_2}\right)^{3,26} + \left(\frac{\tilde{W}_p}{\tilde{W}_2}\right)^{3,26} \right]. \quad (25)$$

Зависимости (23)–(25) позволяют исследовать влияние геометрических и режимных параметров на величину коэффициента потерь трения, являющегося одним из основных критериев для оценки гидродинамических качеств лопастных систем. Формулы (23)–(25) пригодны также для расчета средних скоростей и коэффициентов потерь трения в частном случае неподвижной круговой решетки НА ($\omega = 0, k_b = 1, \theta = 1$).

Приведенные зависимости, отражающие связь осредненных кинематических параметров с геометрическими и режимными параметрами, могут быть положены в основу построения моделей рабочего процесса. На основании этих моделей решается обширный круг вопросов при проектировании ПЧ: выбор основных геометрических параметров, прогнозирование показателей гидромашин и их оптимизации и др.

Выводы

1 Установлен линейный характер зависимости коэффициентов меридиональной скорости циркуляции в точках выходного сечения РК от обобщенного режимного параметра. Этот вывод подтверждается опытными данными о кинематических параметрах потока, полученными путем зондирования потока за РК.

2 Изложенный метод расчета позволяет исследовать влияние входных и выходных геометрических параметров РК на его распределенные и осредненные кинематические характеристики. Эти данные используются для согласования РК с подводными и отводящими органами гидротурбины в процессе совершенствования ПЧ ГТ.

Список литературы: 1. *Lauder, B.E.* The Numerical Computation of Turbulent Flows [Text] / B.E. Launder, D.B. Spalding // *Comp. Meth. Appl. Mech. Eng.* – 1974. – Vol. 3. – P. 269-289. 2. *Wilcox, D.C.* Multiscale Model for Turbulent Flows [Text] / D.C. Wilcox // In AIAA 24th Aerospace Meeting. American Institute of Aeronautics and Astronautics, 1986. 3. *Андерсон, Д.* Вычислительная гидромеханика и теплообмен: в 2-х томах [Текст]: пер. с англ. / Д. Андерсон, Дж. Таннехилл, Р. Плетчер. – М.: Мир, 1990. – 728 с. 4. *Колычев, В.А.* Кинематические характеристики потока в лопастных гидромашинах [Текст]: учеб. пособие / В.А. Колычев. – К.: ИСИО, 1995. – 272 с. 5. Моделирование кинематических характеристик потока в радиально-осевой гидротурбине при проектировании ее проточной части [Текст] / В.А. Колычев, В.Э. Дранковский, К.А. Миронов, И.И. Тыньянова [и др.] // *Вісник СумДУ.* – Вип. 13(59), Суми, 2003. – С. 124-131. 6. *Колычев, В.А.* Моделирование энергетических характеристик гидротурбин на начальном этапе проектирования [Текст] / В.А. Колычев, И.И. Тыньянова, К.А. Миронов // *Східно-Європейський журнал передових технологій.* – Харків, 2010. – № 1/6 (43). – С. 27–38. 7. *Квятковский, В.С.* Диагональные гидротурбины [Текст] / В.С. Квятковский. – М.: Машиностроение, 1971. 8. *Колычев, В.А.* О влиянии геометрических параметров проточной части на оптимальный режим радиально-осевой гидротурбины [Текст] / В.А. Колычев, В.Э. Дранковский, М.Б. Мараховский [и др.] // *Вестник Харьковского государственного политехнического университета.* – Х., 1998. – № 15. – С. 50-57.

9. *Колычев, В.А.* Гидродинамические характеристики элементов проточной части и их влияние на энергетические показатели радиально-осевой гидротурбины [Текст] / В.А. Колычев, И.И. Тыньянова, К.А. Миронов // Східно-Європейський журнал передових технологій. – Харків, 2010. – № 4/7 (46). – С. 3-15. 10. *Войташевский, Д.А.* Об оптимальном режиме работы пропеллерной гидротурбины [Текст] / Д.А. Войташевский // Тр. ВНИИГидромаша. – 1956. – Вып. 19. – С. 3-19. 11. *Колычев, В.А.* Согласование элементов проточной части при проектировании радиально-осевых гидротурбин [Текст] / В.А. Колычев, И.И. Тыньянова, К.А. Миронов // Проблеми машинобудування. – Харків, 2009. – Т. 12, № 5. – С. 3-10. 12. *Этинберг, И.Э.* Гидродинамика гидравлических турбин [Текст] / И.Э. Этинберг, Б.С. Раухман. – Л.: Машиностроение, 1978. – 280 с. 13. *Колычев, В.А.* Расчет гидродинамических характеристик направляющих аппаратов гидротурбины [Текст]: учеб. пособие / В.А. Колычев, В.Э. Дранковский и др. – Х.: НТУ «ХПИ», 2002. – 215 с. – ISBN 966-593-262-4 14. *Колычев, В.А.* Расчет гидродинамических параметров пространственной решетки рабочего колеса радиально-осевой гидротурбины [Текст] / В.А. Колычев, В.Э. Дранковский, Л.Н. Цехмистро. – Вестник ХГПУ. – Х.: ХГПУ, 2000. – Вып. 111. 15. *Войташевский, Д.А.* Основы общей теории гидродинамических решеток применительно к гидромашинам [Текст] / Д.А. Войташевский // Тр. ВНИИГидромаша. – 1968. – Вып. 37. – С. 3-88. 16. *Колычев, В.А.* Применение безразмерных параметров для анализа энергетических характеристик радиально-осевых гидротурбин [Текст] / В.А. Колычев, К.А. Миронов, И.И. Тыньянова // Східно-Європейський журнал передових технологій. – Харків, 2008. – № 4/5 (34).

Поступила в редколлегию 22.09.13

УДК 621.224

Приближенный метод расчета кинематических параметров потока в проточной части радиально-осевой гидротурбины [Текст] / **В.А. Колычев, И.И. Тыньянова** // Вісник НТУ «ХПИ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХПИ», 2014. – № 1(1044). – С. 58-68. – Бібліогр.: 16 назв. – ISSN 2078-774X.

Наведено наближений метод розрахунку кінематичних параметрів потоку на вхідних і вихідних кромках робочого колеса радіально-осьової гідротурбіни. Поряд з розподіленими параметрами приводяться основні теоретичні залежності, що описують кінематику просторового потоку в рамках моделі осереднених параметрів. Показана доцільність вживання приведенного кінематичного розрахунку розподілених і осереднених характеристик для оцінки умов обтікань вхідних і вихідних кромки лопаті.

Ключові слова: радіально-осьова гідротурбіна, робоче колесо, кінематичні характеристики, проточна частина.

The close method of calculation of kinematics parameters of stream is expounded in the vicinity of entrance and output edges of runner of Francis turbine. Along with the up-diffused parameters basic theoretical dependences over, describing the kinematics of spatial stream.

Keywords: Francis turbine, runner, hydrodynamic characteristics, flow space.

УДК 621.664:62-503.56

З.Я. ЛУРЬЕ, д-р техн. наук; проф. НТУ «ХПИ»;
А.И. ГАСЮК, канд. техн. наук; доц. НТУ «ХПИ»

ПОЭТАПНАЯ МНОГОКРИТЕРИАЛЬНАЯ ОПТИМИЗАЦИЯ КАЧАЮЩИХ УЗЛОВ ШЕСТЕРЕННЫХ НАСОСОВ ВНУТРЕННЕГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ ПО ЗАДАННОМУ РАБОЧЕМУ ОБЪЕМУ

В статье обсуждается поэтапный подход к проектированию качающих узлов как к объектам многокритериальной оптимизации. Заданный рабочий объем вводится в модель как псевдокритерий с критериальным ограничением.

Ключевые слова: шестеренный насос внутреннего зацепления, качающий узел, математическая модель, критерий, многокритериальная оптимизация.

Введение

К настоящему времени шестеренные насосы внутреннего зацепления (НШВ) по сравнению с насосами внешнего зацепления получают опережающее развитие за счет исключения запираания рабочей жидкости (РЖ) в межзубовых впадинах, расширения зон всасывания и нагнетания, повышения давления до 30 МПа, рабочего объема до 250 см³, снижения пульсаций подачи до (2–3) %, снижения минимального уровня шума (менее 68 дБА). Дальнейшее совершенствование данного типа гидромашин связано с постановкой и решением оптимизационных задач применительно к зубчатой передаче (ЗП), качающему узлу (КУ) и НШВ в целом. В этом случае ряд функциональных ограничений по толщине зубьев колес по окружности вершин, радиальных зазоров во впадинах колес, по интерференциям зубьев колес с переходными кривыми, по кинематическим параметрам (удельным скольжениям, образующих силовые факторы в ЗП) можно принять за критерии и в целом повысить показатели качества НШВ.

Настоящая статья посвящена многокритериальному проектированию КУ, как основному узлу НШВ, и содержит предложения к поэтапному подходу поиска оптимального решения.

Анализ предшествующих исследований

В работе [1] решается задача многокритериальной оптимизации КУ НШВ с эвольвентным зацеплением на основе метода исследования пространства параметров (ИПП) [2] с 21 варьируемыми параметрами, принятыми 15 функциональными ограничениями и 9 критериями, отражающими различные характеристики его функционирования (коэффициент перекрытия, удельные скольжения в нижних точках активного профиля, значения радиальных зазоров, толщины зубьев по окружности вершин шестерни и колеса и др.). Задача решается поэтапно с элементами локальной оптимизации. Модель усложнена выражениями по модификации поверхности зубьев шестерен, которая в НШВ практически не используется. Выбор варианта решения задачи, в которых значения рабочего объема не выходит за пределы допуска осуществлялся вручную, что существенно затруднял анализ полученных решений. Алгоритм поиска оптимального решения необоснованно усложнен и учитывает дополнительные этапы характерные при проектировании редукторов. Принятые значения диаметра окружности вершин da_{02} , коэффициента смещения X_{02} и толщины зуба S_{02} на делительной окружности долбяка не учитывают в полной мере рекоменда-

© З.Я. Лурье, А.И. Гасюк, 2014

ции справочного пособия [3], в связи с чем ряд значений в таблицах испытаний содержит погрешности. В работе [1] отсутствует один из важных критериев – пульсация подачи.

Работа [4] посвящена оптимизации параметров НШВ с эвольвентным зацеплением. Авторы отмечают, что проектирование НШВ является сложным процессом и поиск лучшего решения связан с оптимизацией параметров профиля зубьев колес насоса и конструктивных параметров. Подробно рассмотрен вопрос пульсации подачи и соответственно пульсации давления, вызывающей шум насоса. В качестве варьирующих параметров при оптимизации приняты: число зубьев колеса Z_2 смещения X_1 и X_2 колес, угол профиля исходного контура α , модуль m и коэффициент головки шестерни h_{a1}^* при выбранном Z_1 . Параметрические ограничения представлены неравенствами $0 \leq X_1 \leq 1$; $0 \leq X_2 \leq 1$; $14 \leq Z_2 \leq 20$; $15^\circ \leq \alpha \leq 30^\circ$; $0 \leq h_{a1}^* \leq 1$; $1 \leq m \leq 5$. За единственный критерий принята пульсация подачи $\sigma \rightarrow \min$, которая по мнению авторов, влияет не только на шум насоса, но и на динамические характеристики всей гидросистемы и на профиль зуба. Поскольку критерий и большинство функциональных ограничений являются нелинейными функциями конструктивных и варьируемых параметров оптимизация КУ рассматривается как задача нелинейного программирования. В результате решения получены следующие результаты: $Z_1 = 13$; $Z_2 = 17$; $X_1 = 0,6$; $X_2 = 0,77$; $\alpha = 25^\circ$; $h_{a1}^* = 0,82$; $\varepsilon_\alpha = 1,05$; $\sigma = 2,08\%$. Однако здесь решена лишь однокритериальная задача, хотя такие показатели качества зацепления как радиальные зазоры колес, толщины зубьев колес на окружности вершин, коэффициент перекрытия и др. могут быть приняты за критерии многокритериальной оптимизации.

В работе [5] анализируется влияние коэффициентов смещений X_1 и X_2 на положение начальной точки зацепления (точки вхождения в зацепление) и конечной точки зацепления (точки выхода из зацепления), называемых зоной зацепления. Авторы отмечают, что предварительным условием проектирования НШВ является обязательное наличие зубчатого зацепления с малой разницей зубьев и с положительным смещением. Предложены уравнения мгновенной подачи, максимума и минимума ее, рабочего объема и пульсации подачи, которые целесообразно сравнить с аналогичными выражениями работы [6].

В работе [7] отмечается, что при небольшой разнице зубьев шестерни и колеса НШВ возникает интерференция зубьев и интерференция колес. Эти явления приводят к поломке деталей вплоть до полной их непригодности. Приведенные в статье функциональные ограничения, обеспечивающие отсутствие интерференции различного рода, имеются в отечественных работах [3, 8] и ГОСТ. Это повышает достоверность их ввода в модель КУ.

В целом можно отметить следующее:

– НШВ является объектом многокритериальной оптимизации с принятыми или назначенными в процессе постановки и решения оптимальных задач критериальными ограничениями;

– литературные источники [1, 3, 8] позволяют обосновано построить математическую модель КУ, адекватную натурному образцу, в части функциональных уравнений и ограничений;

– при формировании алгоритма решения многокритериальной задачи следует исключить этапы локальных оптимизаций (зависимостей влияния коэффициента смещения колес на зону зацепления, угла зацепления на коэффициент подачи насоса,

коэффициент головки зуба на коэффициент пульсации и др.), при которых варьируется только один параметр, а остальные принимаются постоянными.

Постановка задачи

Рассматривая КУ НШВ, как объект многокритериальной оптимизации, следует в математическую модель включить:

- функциональные уравнения, определяющие параметры КУ зуба, кинематические параметры, рабочий объем;
- варьируемые параметры и их ограничения.

В качестве метода многокритериальной оптимизации принимается метод (ИИП), хорошо зарекомендовавший себя при решении конкретных задач в различных отраслях науки и техники. Алгоритм поиска оптимальных решений на основе предварительных исследований характеризуется следующими этапами:

- на первом этапе при отключении критериальных ограничений определяется Парето-множество большого размера для корреляционного анализа назначенных критериев;
- второй этап с включением критериальных ограничений формирует множество решений, в которых содержится информация о диапазоне изменения рабочего объема как псевдокритерия;
- на третьем этапе вводятся ограничения на заданный рабочий объем конкретного НШВ, что уменьшает множество D , из которого и следует определение оптимального решения.

ММ КУ включает уравнение [3, 8] геометрических параметров зубчатой передачи – делительное межосевое расстояние $a = 0,5 (Z_2 - Z_1)m$; коэффициент разности смещений колеса и шестерни $X_d = X_2 - X_1$; угол зацепления $\text{inv } \alpha_w = \text{inv } \alpha + 2X_d \text{tg} \alpha / (Z_1 - Z_2)$; межосевое расстояние $a_w = a \cos \alpha / \cos \alpha_w$; делительный диаметр шестерни $d_1 = Z_1 m$, колеса $d_2 = Z_2 m$, долбяка $d_{02} = Z_{02} m$ и др. всего 26 уравнений; углы и радиусы кривизны профиля зуба в точке по окружности вершин шестерни $\alpha_{a1} = \arccos(d_{b1}/d_{a1})$, колеса $\alpha_{a2} = \arccos(d_{b2}/d_{a2})$ и долбяка $\alpha_{a02} = \arccos(d_{b02}/d_{a02})$ всего 9 уравнений; 5 уравнений позволяют вычислить шаг зубьев, длину линии зацепления, шаги по начальной и основной окружностям, коэффициент перекрытия. Важной составляющей модели являются формулы кинематических параметров (их 11).

Рабочий объем НШВ согласно работе [6]

$$V_o^H = b\pi \left[d_{w1}(h_1 + h_2) + h_1^2 - \frac{d_{w1}}{d_{w2}} h_2^2 - \left(1 - \frac{d_{w1}}{d_{w2}} \right) \frac{l_{ш}^2}{12} \right],$$

где

$$l_{ш}^2 = (4 - 6\varepsilon_\alpha + 3\varepsilon_\alpha^2) P_B^2.$$

Здесь b – ширина колес; d_{w1}, d_{w2} – диаметры начальных окружностей колес; h_1, h_2 – высота зубьев колес; ε_α – коэффициент перекрытия; P_B – шаг по основной окружности.

В качестве варьируемых параметров приняты: $Z_1, Z_2, \alpha, h_{a1}^*, C^*, m, X_1, X_2, d_{b02}, z_{02}, h_{f1}^*$ – коэффициент ножки зуба шестерни, h_{a2}^* – коэффициент высоты головки зуба колеса, x_{02} и «в» (всего 14 параметров). Варьируемые параметры совместно с диапазоном изменений составляют параметрические ограничения.

Функциональные ограничения, выполнение которых обеспечивает работоспособность КУ, а также 9 критериев изложены в работе [1] и поэтому в статье не приводятся.

В качестве 10-го критерия принимается пульсация подачи [6]

$$\sigma = \frac{(d_{w2} - d_{w1})l_{ш}^2}{4d_{w2} \left[d_{w1}(h_1 + h_2) + h_1^2 - \frac{d_{w1}}{d_{w2}} h_2^2 \right]}.$$

Определение начальных значений варьируемых параметров долбяка d_{a02} , z_{02} и x_{02} выполняется путем совместного решения уравнений:

$$d_{a02} = m(z_{02} + 2c_{02}^* + 2h_{02}^* + 2x_{02}); \quad (1)$$

$$x_{02} = \frac{s_{02} - 0,5\pi m}{2m \operatorname{tg} \alpha}; \quad (2)$$

$$s_{02} = d_{02} \left(\frac{0,5\pi + 2x_{02} \operatorname{tg} \alpha}{z_{02}} + \operatorname{inv} \alpha - \operatorname{inv} \alpha_{02} \right); \quad (3)$$

$$\cos \alpha_{02} = \frac{mz_{02} \cos \alpha}{d_{02}} \quad (4)$$

при заданном значении s_{02} (толщины зуба долбяка на делительной окружности) [8].

Решение

Задача оптимизации КУ в многокритериальной постановке в соответствии с принятым алгоритмом решается применительно к НШВ на номинальное давление 25 МПа с рабочим объемом 13 см³. Полученное на первом этапе большое множество решений (за счет отключения критериальных ограничений) 131 из 500 пробных точек позволило определить коэффициенты корреляции $R_{i,j}$ между критериями (таблица 1) согласно уравнению [2]

$$R_{i,j} = \frac{\sum_{n=1}^{KT} (F_{i,n} - \bar{F}_i)(F_{j,n} - \bar{F}_j)}{\sigma_i \sigma_j},$$

где i, j – номера критериев, выступающих в качестве параметров (случайных величин); КТ – число точек в таблице испытаний; $F_{i,n}$ – значение i -го критерия точки n ; $F_{j,n}$ – значение j -го критерия точки n ; $\bar{F}_i = \frac{1}{KT} \sum_{n=1}^{KT} F_{i,n}$, $\bar{F}_j = \frac{1}{KT} \sum_{n=1}^{KT} F_{j,n}$ – среднее арифметическое отклонение i -го и j -го критериев. При $KT \rightarrow \infty$ \bar{F}_i и \bar{F}_j стремятся к

математическим ожиданиям; $\sigma_i = \sqrt{\frac{1}{KT} \sum_{n=1}^{KT} (F_{i,n} - \bar{F}_i)^2}$, $\sigma_j = \sqrt{\frac{1}{KT} \sum_{n=1}^{KT} (F_{j,n} - \bar{F}_j)^2}$ – среднее

квадратическое отклонение i -го и j -го критериев. При $KT \rightarrow \infty$ подкоренные выражения стремятся к дисперсиям. Подчеркнем, что коэффициент корреляции характеризует не вязкую зависимость, а только линейную. Известно, что метод ИПП позволяет принять любые критерии, не заботясь об их независимости. Линейно зависимые критерии не затрудняют исследования пространства параметров и не мешают выбору критериальных ограничений. Но нахождение важнейших критериев представляет практическую значимость для корректировки постановки задачи, построения различных аналитических методов приближенного изучения объекта и др.

Наибольшее значение коэффициента корреляции, равное 0,985, определено между критериями $F5 = C_2$ (радиальный зазор во впадине колеса) и $F8 = S_{a1}$ (толщина зубьев по поверхностям вершин шестерни).

С ростом C_2 растет S_{a1} . Это подтверждается физической картиной зацепления и уравнениями ЗП. Поэтому один из критериев является лишним. С увеличением C_2 растет замкнутый объем, а также «вредный» объем насоса. С другой стороны с ростом S_{a1} повышается изгибная прочность зуба и снижается возможность скалывания головки зуба. В данном конкретном случае корреляционного анализа значимость критериев C_2 и S_{a1} практически одинакова и поэтому дальнейшие исследования выполнялись с их участием.

Таблица 1

Коэффициенты корреляции критериев оптимизации КУ НШВ

Критерии	Коэффициенты корреляции								
	$F1$	$F2$	$F3$	$F4$	$F5$	$F6$	$F7$	$F8$	$F9$
$F2$	0,690	–	–	–	–	–	–	–	–
$F3$	0,087	0,480	–	–	–	–	–	–	–
$F4$	0,025	–0,120	0,040	–	–	–	–	–	–
$F5$	0,573	0,040	0,260	–0,410	–	–	–	–	–
$F6$	0,038	–0,019	0,390	0,165	–0,210	–	–	–	–
$F7$	–0,360	0,225	0,823	–0,165	0,715	0,202	–	–	–
$F8$	0,520	0,060	0,370	–0,387	0,985	–0,144	0,794	–	–
$F9$	0,540	0,324	0,390	0,730	–0,624	0,017	–0,074	–0,556	–
$F10$	0,200	0,277	–0,440	–0,610	0,224	0,157	–0,028	0,224	–0,578

Примечание: в рамке обозначено значение тесной корреляционной связи

Графически корреляционная связь между парами критериев выглядит в виде проекции возможных решений на плоскости, образованной парами этих критериев для Z .

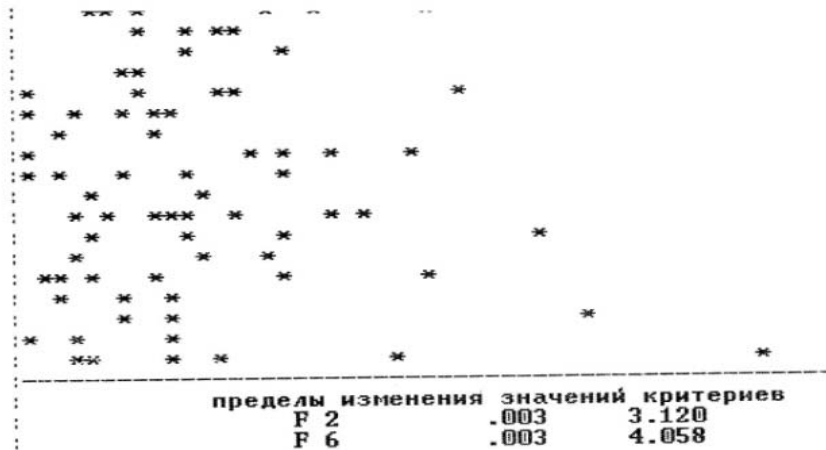
На рис. 1 показаны три таких проекции для трех пар критериев с разными коэффициентами корреляции: на рис. 1а с минимальным значением $R_{2,6} = -0,019$; на рис. 1б со значением $R_{3,7} = 0,823$ и на рис. 1в со значением $R_{5,8} = 0,985$. Как видно из приведенных рисунков, при очень малых R значения критериев хаотически разбросаны на плоскости. При $R_{3,7} = 0,823$ значения критериев начинают группироваться в линейном направлении и, наконец, при $R_{5,8} = 0,985$ значения критериев 5 и 8 образуют линейную зависимость.

При выполнении первого этапа были приняты следующие параметрические ограничения: $Z_1 = 13$; $Z_2 = 20$; $\alpha = 25^\circ$; $C_1^* = (0,55-1)$; $C_2^* = (0,2-1)$; $m = 2,25$ мм; $X_1 = (0,1-1)$; $X_2 = (0,2-1)$; $d_{a02} = 34,4$ мм; $z_{02} = 13$; $h_{f1}^* = (0,8-1)$; $h_{a2}^* = (0,8-1)$; $x_{02} = 0,02$; $b = 13,5$ мм.

На втором этапе в ММ введены критериальные ограничения за исключением допуска на отклонения псевдокритерия V_0 относительно значения 13 см^2 . В тексте подпрограммы CF пакета ОПТ критерий $F9 = S_{a2}$ заменен на V_0 (с целью вывода на экран). На рис. 2 изображена таблица испытаний, включающая 11 решений, каждое из которых содержит значения 9 критериев и псевдокритерия V_0 , удовлетворяющих параметрическим, функциональным и критериальным ограничениям.

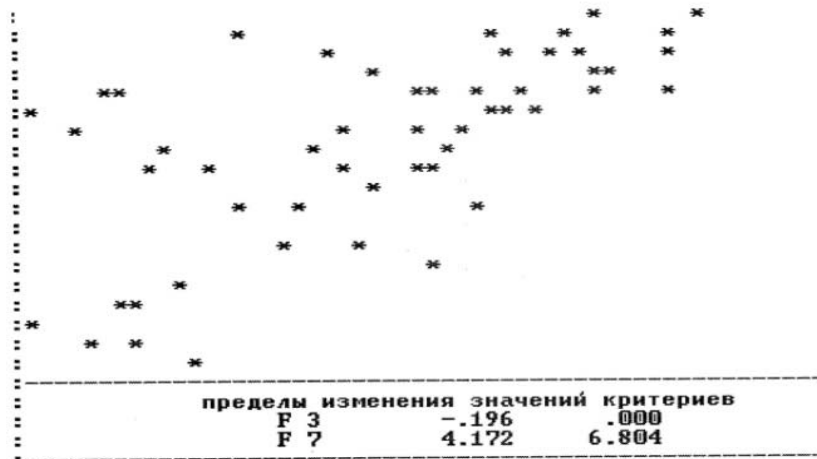
При этом параметрические ограничения, за исключением параметра «в» вместо $13,5$ принят $13,6$ мм, остались неизменными. Значения псевдокритерия находятся в диапазоне $10,638-13,784$ мм. Принятый допускаемый диапазон $12,85-13,15$. После включения допускаемого диапазона V_0 из 11 решений рис. 2 осталось три решения (рис. 3), содержащие V_0 , равными $13,005$ (в двух решениях) и $13,054$ мм.

Коефіцієнт кореляції $-0,019$



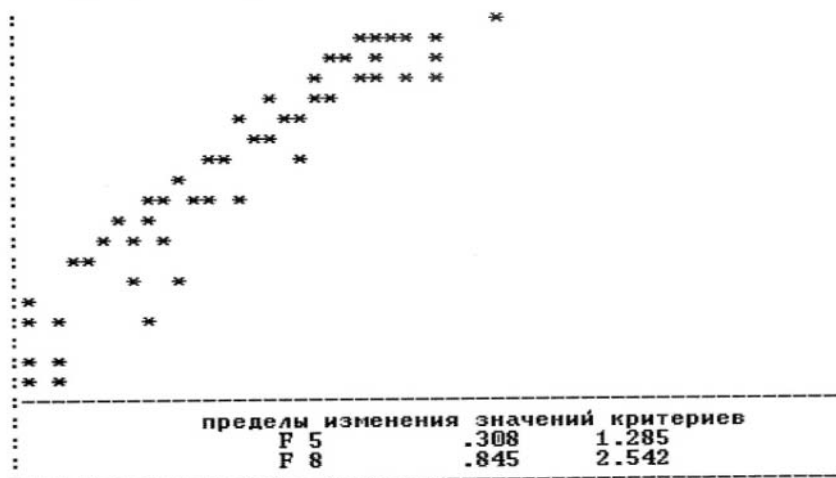
a

Коефіцієнт кореляції $0,823$



б

Коефіцієнт кореляції $0,985$



в

Рис. 1 – Проекция распределений возможных решений в плоскости критериев:
 а – $R_{2,6} = -0,019$; б – $R_{3,7} = 0,823$; в – $R_{5,8} = 0,985$

№ точки	значения критериев						
1	1.043	.567	-.016	1.032	.802	2.759	6.288
1.842	12.827	1.190					
2	1.031	.673	-.011	.245	1.099	2.922	6.567
2.221	10.941	1.394					
3	1.038	.136	-.170	.906	.719	1.204	4.849
1.512	11.161	1.367					
4	1.049	.524	-.033	1.234	.861	1.573	6.187
1.926	13.005	1.174					
5	1.035	.669	-.006	1.359	.899	1.690	6.375
1.933	13.005	1.174					
6	1.037	.450	-.055	.693	1.010	1.264	6.165
2.140	11.733	1.301					
7	1.031	.142	-.141	1.625	.345	.328	4.722
.999	13.054	1.170					
8	1.032	.626	-.009	.226	1.041	3.061	6.606
2.183	11.261	1.355					
9	1.034	.153	-.175	.757	.970	.606	5.095
1.873	10.638	1.434					
10	1.039	.332	-0.91	1.199	.733	2.128	5.443
1.665	12.092	1.262					
11	1.030	.413	-.057	1.920	.713	.733	5.743
1.674	13.724	1.113					
F8	F1/F9	F2/F10	F3	F4	F5	F6	F7
№ критериев и псевдокритерия в тексте программы OPT							
Физический смысл и размерность критерия							
S_{a1}	E_a/V_0	TT1/G	TT2	C1	C2	P1	P2
мм	-, см ²	-	-	мм	мм	мм	мм

Рис. 2 – Распечатка таблицы испытаний при многокритериальной оптимизации КУ НШВ с указанием номера критерия в программном обеспечении пакета, его обозначении в мм и размерности

№ точки	значения критериев						
1	1.049	.524	-.033	1.234	.861	1.573	6.187
1.926	13.005	1.174					
2	1.035	.669	-.006	1.359	.899	1.690	6.375
1.933	13.005	1.174					
3	1.031	.142	-.141	1.625	.345	.328	4.722
.999	13.054	1.170					

Рис. 3 – Таблица испытаний, полученная из табл. рис. 2 после включения поля допуска V_0

Здесь еще включен псевдокритерий V_0 , чтобы видеть в каждом решении табл. рис. 3 значения V_0 . При увеличении параметра «в» с 13,6 до 13,65 мм таблица испытаний (множество D [2]) увеличилось с 3 до 4 решений (рис. 4) и V_0 имеет следующие значения: 12,874; 13,053 (в двух решениях) и 13,102 мм.

Среди решений рис. 4 нет ни одного, чтобы все критерии были лучше. Поэтому выбор оптимального решения может быть основан на выборе варианта с большим числом критериев, имеющих лучшие значения. На основе анализа данных рис. 4 этому условию отвечает решение 3, принимаемое за оптимальное.

№ точки	значения критериев						
1	1.043	.567	-.016	1.032	.802	2.759	6.288
1.842	12.874	1.190					
2	1.049	.524	-.033	1.234	.861	1.573	6.187
1.926	13.053	1.174					
3	1.035	.669	-.006	1.359	.899	1.690	6.375
1.933	13.053	1.174					
4	1.031	.142	-.141	1.625	.345	.328	4.722
.999	13.102	1.170					

Рис. 4 – Таблица испытаний, полученная при параметре $v = 13,65$ мм

Выводы

1 Выполненный обзор работ, связанных с улучшением показателей качества КУ показал, что НШВ и его основные узлы являются объектами многокритериальной оптимизации.

2 Разработанная математическая модель, включающая уравнения геометрических и кинематических параметров, ограничения и критерии, представлена в виде удобном для поэтапного подхода решения задачи оптимального проектирования КУ методом исследования пространства параметров, начиная с корреляционного анализа на первом этапе принятых критериев до решения поставленной задачи на третьем этапе.

3 Обеспечение заданного рабочего объема реализуется путем ввода в математическую модель его как псевдокритерия с критериальным ограничением в виде поля допуска.

4 Предлагаемый поиск оптимального решения основан на выборе из множества D решения, содержащего большее число критериев с лучшими значениями.

Список литературы: 1. Лурье, З.Я. Многокритериальная оптимизация основных параметров качающих узлов шестеренных насосов внутреннего зацепления [Текст] / З.Я. Лурье, А.И. Жерняк // Вестник машиностроения. – № 8. – 1995. – С. 3-8. 2. Соболев, И.М. Выбор оптимальных параметров в задачах со многими критериями [Текст] / И.М. Соболев, Р.Б. Статников. – М.: Дрофа, 2006. – 175 с. 3. Цилиндрические эвольвентные зубчатые передачи внутреннего зацепления [Текст]: справ. пособие // Расчет геометрических параметров / И.А. Болотовский, В.И. Гурьев, В.Э. Смирнов, В.И. Шендерей. – М.: Машиностроение, 1977. 4. Jianshou, Z. Teehniq of design parameters for quied internal pump [Text] / Z. Jianshou, D. Xingen, X. Weixian // J Shanghai Univ. – 1990. – N 3. – P. 70-76. 5. Jianshon, Z. Drive characteristics of internal gear pump and a new metod of anabytical calculation of flow rate [Text] // Mach. Tool and Hydraul. – 1990. – N 3. – P. 25-28. 6. Кулагин, А.В. Основы теории и конструирования гидropередач [Текст] / А.В. Кулагин, Ю.С. Демидов, Л.А. Кондаков; под ред. В.Н. Прокофеева. – М.: Высшая школа, 1968. – 390 с. 7. Zhu Yougde. Design of geare for interal gears pump [Text] / Yougde Zhu // Mach Tool and Hydraulic. – 1988. – N 4. – P. 11-14. 8. Цилиндрические эвольвентные зубчатые передачи внешнего зацепления [Текст]: справ. пособие / И.А. Болтовский, В.И. Гурьев, В.Э. Смирнов, В.И. Шендерей. – М.: Машиностроение, 1974. – 160 с.

Поступила в редколлегию 11.09.13

УДК 621.664:62-503.56

Поэтапная многокритериальная оптимизация качающих узлов шестеренных насосов нутреннего зацепления по заданному рабочему объему [Текст] / З.Я. Лурье, А.И. Гасюк // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХПІ», 2014. – № 1(1044). – С. 69-76. – Бібліогр.: 8 назв. – ISSN 2078-774X.

У статті обговорюється поетапний підхід до проектування вузлів, що гойдаються, як до об'єктів багатокритеріальної оптимізації. Заданий робочий об'єм вводиться в модель як псевдокритерій з критеріальним обмеженням.

Ключові слова: шестерневий насос внутрішнього зацеплення, вузол, що гойдається, математична модель, критерій, багатокритеріальна оптимізація.

The article discusses a phased approach to design leecher nodes as objects of multi-objective optimization. A given displacement is introduced into the model as a criterial psevdokriteriy limitation.

Keywords: gear pump with internal engagement, pumping unit, a mathematical model, the criterion multi-objective optimization.

УДК 621.165

В.И. ГНЕСИН, д-р техн. наук; проф. ИПМаш НАНУ, Харьков;
Л.В. КОЛОДЯЖНАЯ, д-р техн. наук; с.н.с., ИПМаш НАНУ, Харьков;
А.А. КОЛЕСНИК, аспирант ИПМаш НАНУ, Харьков

ЧИСЛЕННЫЙ АНАЛИЗ АЭРОУПРУГОГО ПОВЕДЕНИЯ ЛОПАТОЧНОГО ВЕНЦА ВЕНТИЛЯТОРА КОМПРЕССОРА

Представлены метод и алгоритм решения связанной задачи нестационарной аэродинамики и упругих колебаний лопаток в трехмерном потоке идеального газа. Выполнен численный анализ аэроупругих характеристик лопаточного венца вентилятора компрессора современного авиационного двигателя.

Ключевые слова: лопаточный венец компрессора, гармонические и связанные колебания, аэродемпфирование, флаттер.

Введение

Повышение эффективности газотурбинных двигателей связано с применением широкохордных лопаток вентилятора сложной пространственной формы. Для обеспечения надежности эксплуатации газотурбинного двигателя появляется необходимость прогнозирования аэроупругого поведения лопаточного венца для того, чтобы исключить возможность проявления аэроупругой неустойчивости, такой как флаттер.

Традиционный подход к расчету флаттера облопаченных дисков основан на методе частотного анализа [1–4], в котором предполагается, что движение лопаток описывается гармоническими функциями по времени с постоянным углом сдвига фаз между соседними лопатками. Этот подход игнорирует эффект обратной связи влияния колеблющихся лопаток на основной поток газа.

На основании анализа современного состояния проблемы аэроупругости турбомашин и существующих методов прогнозирования флаттера можно заключить, что наиболее перспективным подходом в исследовании аэроупругого поведения лопаточного венца турбомшины является подход, основанный на трехмерной модели нестационарной аэродинамики и модальном анализе движения лопатки.

В Институте проблем машиностроения НАН Украины развиты новые подходы к моделированию аэроупругих явлений, основанные на маршевой по времени схеме, включающей интегрирование уравнений аэродинамики и динамики упругих колебаний [5–8].

Сопоставление теоретических и экспериментальных результатов, проведенное для стандартных конфигураций лопаточных венцов [5–7], показало хорошее качественное и количественное соответствие как по интегральным характеристикам (коэффициент аэродемпфирования), так и по локальным (амплитуда и фаза нестационарного давления).

С использованием разработанного метода проведен численный анализ аэроупругих характеристик лопаточного венца компрессора в пространственном потоке газа при заданных гармонических колебаниях лопаток с учетом 6-ти собственных форм при различных углах сдвига по фазе колебаний лопаток.

Аэроупругая модель

Рассматривается обтекание трехмерным потоком идеального газа вращающегося венца вентилятора с лопатками, колеблющимися по собственным формам при заданных законах гармонических колебаний и межлопаточном угле сдвига по фазе колебаний лопаток (МЛФУ).

Лопаточный венец компрессора представляет собой кольцевую решетку, состоящую из 18 лопаток. Меридиональная проекция проточной части и плоские сечения, формирующие лопатку компрессора, приведены на рис. 1.

Трехмерный трансзвуковой поток невязкого нетеплопроводного газа через венец осевой турбомашин рассматривается в физической области, включающей рабочее колесо (РК) компрессора, вращающееся с постоянной угловой скоростью, и описывается полной системой нестационарных уравнений Эйлера, представленных в интегральной форме законов сохранения [5].

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{\Omega} f d\Omega + \oint_{\sigma} \vec{F} \cdot \vec{n} d\sigma + \int_{\Omega} H d\Omega = 0, \quad (1)$$

$$f = \begin{bmatrix} \rho \\ \rho v_1 \\ \rho v_2 \\ \rho v_3 \\ E \end{bmatrix}; \quad \vec{F} = \begin{bmatrix} \rho \vec{v} \\ \rho v_1 \vec{v} + \delta_{1i} p \\ \rho v_2 \vec{v} + \delta_{2i} p \\ \rho v_3 \vec{v} + \delta_{3i} p \\ (E + p) \vec{v} \end{bmatrix}; \quad H = \begin{bmatrix} 0 \\ \rho a_{e1} - 2\rho\omega v_2 \\ \rho a_{e2} + 2\rho\omega v_1 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}; \quad \delta_{ji} = \begin{cases} 1 & j = i \\ 0 & j \neq i \end{cases}.$$

Здесь Ω – конечный объем разностной ячейки с движущимися границами σ ; \vec{n} – единичный вектор внешней нормали; p и ρ – давление и плотность; ω – угловая скорость вращения; v_1, v_2, v_3 – компоненты вектора скорости \vec{v} ; a_{e1} и a_{e2} – проекции

переносного ускорения; $E = \rho \left(\varepsilon + \frac{v_1^2 + v_2^2 + v_3^2 - r^2 \omega^2}{2} \right)$ – полная энергия единицы

объема; ε – внутренняя энергия единицы массы; r – расстояние до оси вращения; χ – показатель адиабаты.

Система уравнений (1) дополняется уравнением состояния совершенного газа

$$\varepsilon = \frac{1}{k-1} \frac{p}{\rho},$$

где ε – внутренняя энергия единицы массы; k – коэффициент адиабаты.

Учитывая неперриодичность потока в окружном направлении, следует в расчетную область включать все лопатки РК.

Уравнения (1) интегрируются в расчетной области, включающей полную дугу окружности, т.е. количество межлопаточных каналов равно количеству лопаток. Число межлопаточных каналов N и сдвиг по фазе колебаний лопаток δ связаны соотношением $N\delta = 2\pi j, j$ – целое число.

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

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

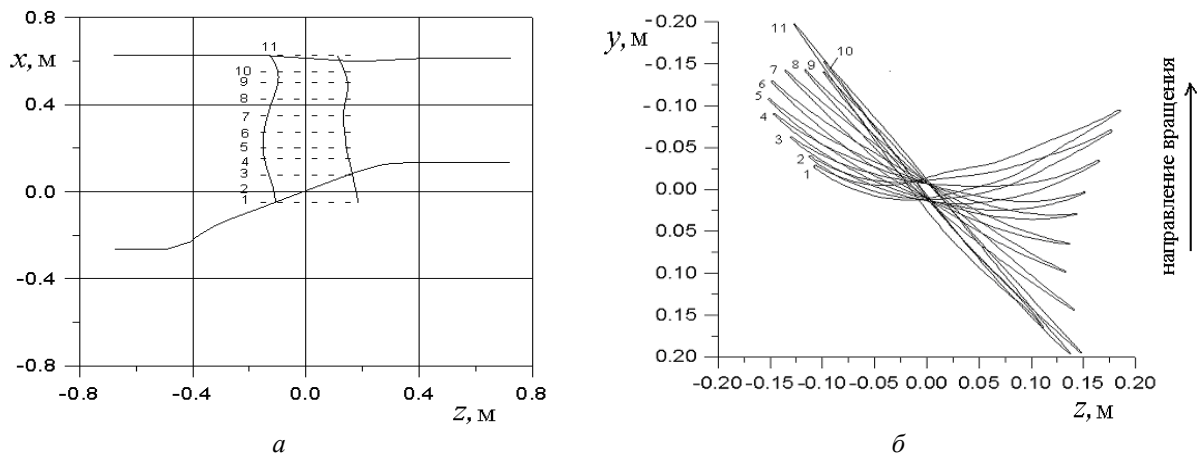


Рис. 1 – Лопаточный венец вентилятора:
 а – меридиональная проекция лопатки вентилятора;
 б – тангенциальные проекции исходных сечений рабочей лопатки

На рис. 2а,б приведены фрагменты разностной сетки – меридиональное сечение (рис. 2а) и тангенциальное сечение в среднем сечении лопатки (рис. 2б). Количество тангенциальных сеточных сечений – 30. Количество узлов в каждом тангенциальном сечении в направлении оси y – 41, в направлении оси z – 103. Таким образом, количество сеточных узлов в каждом межлопаточном канале – $30 \times 41 \times 103 = 126690$.

Предполагается, что нестационарные эффекты в лопаточном венце вызваны вращением рабочего колеса в неравномерном потоке и колебаниями лопаток под действием нестационарных аэродинамических нагрузок, а поток на бесконечности перед и за венцом является однородным с малыми возмущениями, распространяющимися из расчетной области вверх и вниз по потоку. Поэтому постановка граничных условий на проницаемых границах основана на одномерной теории характеристик.

В общем случае, когда осевая скорость является дозвуковой, полная система граничных условий может быть представлена в виде:

– на входе в венец

$$T_0 = T_0(x, y); \quad p_0 = p_0(x, y); \quad \alpha = \alpha(x, y); \quad \gamma = \gamma(x, y); \quad d \left(v_3 - \frac{2a}{\lambda - 1} \right) = 0;$$

– на выходе за рабочим колесом

$$p = p(x, y); \quad dp - a^2 dp = 0; \quad dv_1 - (\omega^2 r - 2\omega v_2) dt = 0;$$

$$dv_2 + 2\omega v_1 dt = 0; \quad d \left(v_3 + \frac{2a}{\lambda - 1} \right) = 0.$$

Здесь T_0, p_0 – заторможенные температура и давление в неподвижной системе координат; α, γ – углы потока в тангенциальном и меридиональном сечениях перед лопаточным венцом; p – статическое давление за лопаточным венцом.

Дискретная форма уравнений (1) получена для произвольной пространственной деформируемой разностной сетки в виде [8]

$$\frac{1}{\Delta t} \left[f_{i+\frac{1}{2}, j+\frac{1}{2}, k+\frac{1}{2}}^{i+\frac{1}{2}, j+\frac{1}{2}, k+\frac{1}{2}} \cdot \Omega_{i+\frac{1}{2}, j+\frac{1}{2}, k+\frac{1}{2}} - f_{i+\frac{1}{2}, j+\frac{1}{2}, k+\frac{1}{2}} \cdot \Omega_{i+\frac{1}{2}, j+\frac{1}{2}, k+\frac{1}{2}} \right] + [-(f\sigma w_n)_{i+1} + (f\sigma w_n)_i - (f\sigma w_n)_{j+1} + (f\sigma w_n)_j - (f\sigma w_n)_{k+1} + (f\sigma w_n)_k] + [(F_1\sigma)_{i+1} - (F_1\sigma)_i + (F_2\sigma)_{j+1} -$$

$$-(F_2\sigma)_j + (F_3\sigma)_{k+1} - (F_3\sigma)_k + H_{i+\frac{1}{2}, j+\frac{1}{2}, k+\frac{1}{2}} \cdot \Omega_{i+\frac{1}{2}, j+\frac{1}{2}, k+\frac{1}{2}} = 0.$$

Здесь нижние и верхние индексы соответствуют «старым» и «новым» ячейкам; $f = \{\rho, \rho \vec{v}, E\}$ – символический вектор искомых величин; F_1, F_2, F_3 – «большие» величины на «средних» гранях ячеек; σ и w_n – площадь и нормальная скорость центра грани. Газодинамические параметры на «средних» гранях находятся из решения задачи Римана с использованием итерационного процесса [9].

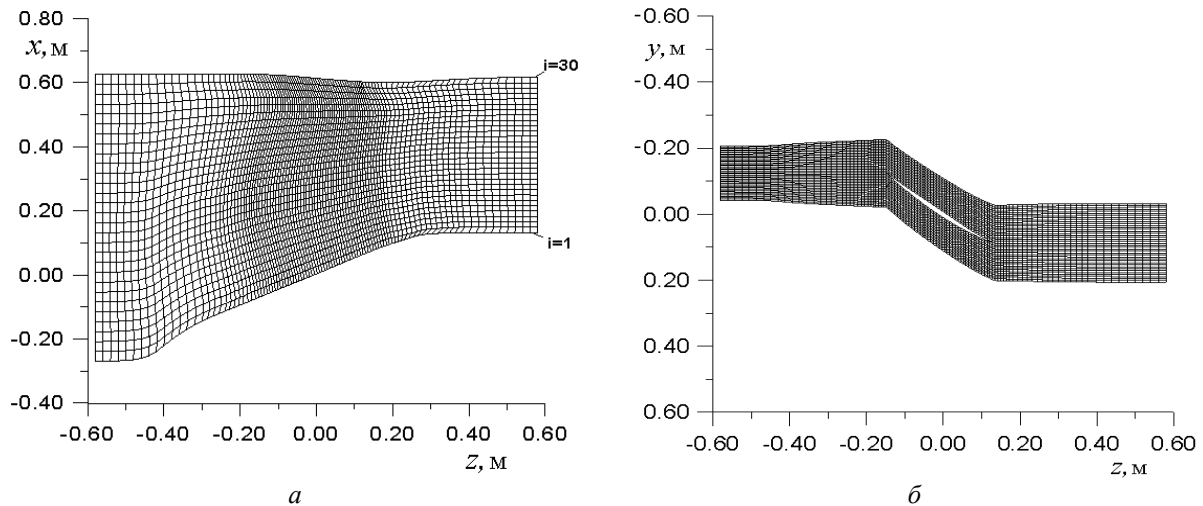


Рис. 2 – Разностная сетка:
a – в меридиональной плоскости ($i = 1, 2, \dots, 30$ – номер сеточного тангенциального сечения);
б – в тангенциальной плоскости

Динамическая модель колеблющейся лопатки в линейной постановке описывается матричным уравнением

$$[M] \{\ddot{u}(x, t)\} + [C] \{\dot{u}(x, t)\} + [K] \{u(x, t)\} = [F], \quad (2)$$

где $[M]$, $[C]$ и $[K]$ – матрицы масс, механического демпфирования и жесткости лопатки соответственно; $\{u(x, t)\}$ – перемещение лопатки; $[F]$ – вектор нестационарных аэродинамических нагрузок.

С использованием модального подхода

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

где $U_i(x)$ – вектор перемещения лопатки по i -й моде, $q_i(t)$ – модальный коэффициент, соответствующий i -й моде, и условия ортогональности собственных форм колебаний матричное уравнение (2) приводится к системе независимых обыкновенных дифференциальных уравнений относительно модальных коэффициентов собственных форм

$$\ddot{q}_i(t) + 2h_i \dot{q}_i(t) + \omega_i^2 q_i(t) = \lambda_i(t). \quad (3)$$

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

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

где p – давление на поверхности лопатки.

Здесь в числителе стоит работа сил давления при перемещении лопатки по i -й форме, в знаменателе – нормирующий множитель, т.е. модальную силу λ_i можно интерпретировать как обобщенную силу, действующую на лопатку при ее перемещении по i -й форме и отнесенную к единице массы.

Определив модальные коэффициенты q_i из системы дифференциальных уравнений (3), получим перемещение и скорость лопатки в виде

$$u(x, t) = \sum_i U_i(x) q_i(t);$$

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

Численный анализ

Численное исследование проведено для лопаточного венца компрессора, представляющего собой кольцевую решетку, состоящую из 18 лопаток (рис. 1).

На первом этапе проведен численный анализ аэроупругих характеристик венца компрессора на стационарном режиме.

Для построения напорной характеристики выполнены расчеты 5-ти вариантов стационарных режимов (без учета колебаний лопаток) обтекания лопаточного венца вентилятора (рис. 3), вращающегося в воздушном потоке с постоянной угловой скоростью $\omega = 313,9$ рад/сек (2997,6 об/мин, $\nu = 49,96$ Гц).

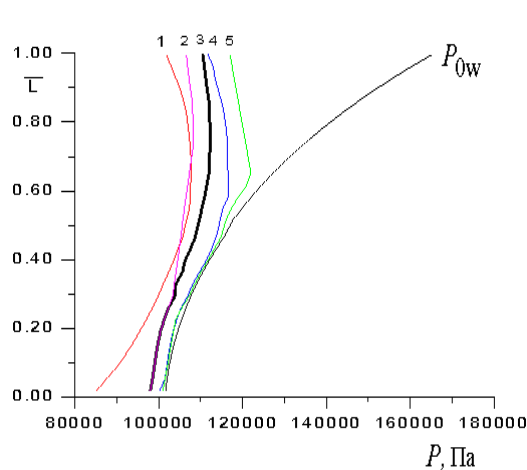


Рис. 3 – Распределение по высоте лопатки полного давления во вращающейся системе координат и статического противодействия

Для всех вариантов параметры на входе (в абсолютной системе координат) принимались одинаковыми:

– полное давление $P_0 = 101302,7$ Па;

– полная температура $T_0 = 288,2$ К;

– углы потока в окружном и радиальном направлениях 0 град. (в абсолютном движении).

Статическое давление на выходе за вентилятором принималось переменным по радиусу (рис. 3).

Изменение полного давления по высоте лопатки во вращающейся системе координат P_{0w} при заданном числе оборотов $n = 2997,6$ об/мин приведено на рис. 3.

Степень повышения давления рассчитывалась по формуле

$$\pi_{к0} = \frac{\int_0^L P_{2i} G_i dL}{P_0 \int_0^L G_i dL},$$

где P_0 – полное давление в абсолютной системе координат на входе в лопаточный венец; P_{2i} – полное давление в абсолютной системе координат в i -слое на выходе за лопаточным венцом; G_i – массовый расход газа в i -слое.

В качестве основного режима для расчета аэроупругих характеристик лопаточного венца компрессора выбран вариант 3, который характеризуется массовым расходом $G = 385$ кг/с и степенью повышения давления $\pi_{к0} = 1,24$.

На рис. 4 приведены графики распределения статического давления по обводу лопатки в корневом, среднем и периферийном сечениях. По горизонтальной оси отложена относительная ширина лопатки (c – ширина лопатки).

На этих графиках значения давления даны в безразмерных величинах

$$C_p = \frac{P}{\rho_* a_*^2},$$

где ρ_* , a_* – критические плотность и скорость, рассчитанные по заторможенным параметрам P_0 и T_0 и соответственно $\rho_* = 0,776$ кг/м³; $a_* = 310,6$ м/с.

Как видно из рисунков, обтекание лопаточного венца характеризуется равномерным повышением давления в осевом направлении.

Далее выполнены аэродинамические расчеты вращающегося лопаточного венца компрессора в воздушном потоке при заданном законе колебаний лопаток. Все лопатки совершают гармонические колебания по каждой из собственных форм по одному и тому же закону с постоянным углом сдвига фаз δ (МЛФУ):

$$q_{ij} = q_{i0} \cdot \sin[2\pi v_i t + (j-1)\delta], \quad (4)$$

где q_{ij} – модальный коэффициент; i – номер собственной формы; j – номер лопатки; q_{i0} – амплитуда колебаний i -ой собственной формы; v_i – собственная частота; δ – межлопаточный угол сдвига по фазе колебаний соседних лопаток.

В расчетах учитывались первые шесть собственных форм. Собственные частоты колебаний каждой из форм приведены в таблице.

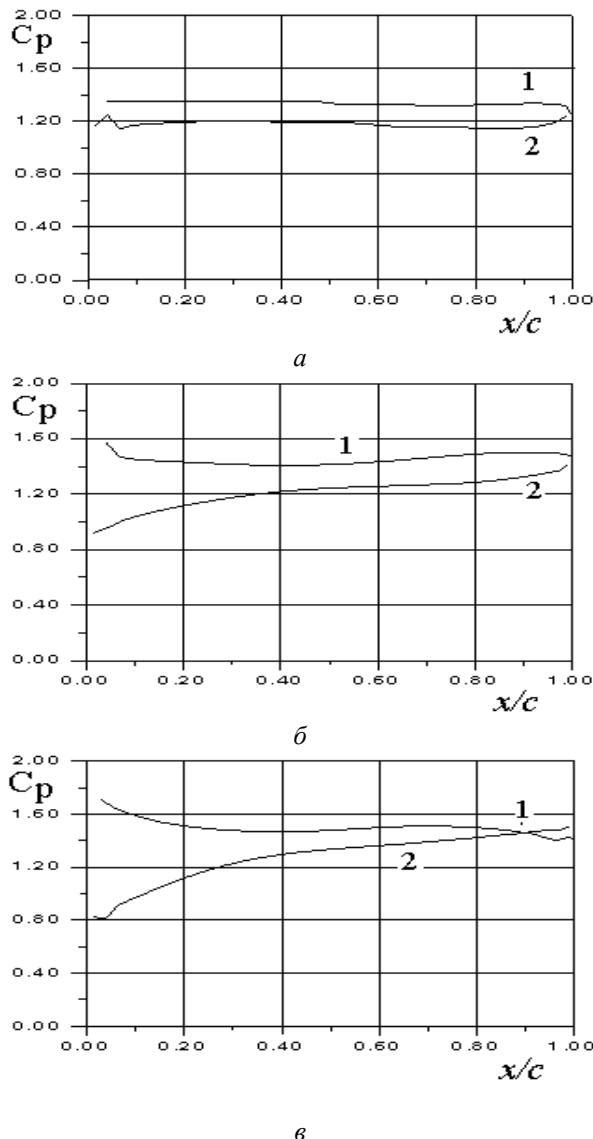


Рис. 4 – Распределение статического давления по обводу лопатки:
1 – сторона давления; 2 – сторона разрежения
а – корневое сечение; б – среднее сечение;
в – периферийное сечение

Собственные частоты

№ соб. формы	1	2	3	4	5	6
ν_i , Гц	70,783	170,02	233,93	387,10	532,48	560,36

Расчеты проведены для гармонических колебаний лопаток при межлопаточных углах сдвига по фазе колебаний лопаток МЛФУ = 0°, 180°, ±90° с учетом взаимодействия первых шести собственных форм.

Аэроупругая устойчивость системы «поток воздуха – лопаточный венец» без учета механического демпфирования определяется аэродинамическим коэффициентом демпфирования D , равным взятому со знаком «минус» коэффициенту работы W , совершаемой аэродинамической нагрузкой за один период колебаний

$$D = -W = - \int_0^{1/\nu} \int_0^l (F \cdot \bar{v} + M \cdot \bar{\omega}) dt dl, \quad (5)$$

где \bar{F} – вектор аэродинамической силы, \bar{M} – аэродинамический момент; l – длина обвода профиля; \bar{v} – вектор линейной скорости профиля; $\bar{\omega}$ – вектор угловой скорости вращения профиля.

С учетом гармонического закона колебаний лопаток и периодического изменения аэродинамической нагрузки можно из выражения (5) получить следующую формулу для коэффициента аэродемпфирования

$$D = -F_0 h_0 \sin \alpha - M_0 \varphi_0 \sin \beta, \quad (6)$$

где F_0, M_0 – амплитуды аэродинамической силы и момента; h_0, φ_0 – амплитуды изгибных и крутильных колебаний; α, β – углы сдвига по фазе силы и момента относительно изгиба и кручения.

Из выражения (6) следует, что при совпадении направлений силы (момента) с перемещением (поворотом) профиля коэффициент работы положителен ($W > 0; D < 0$). В этом случае энергия основного потока подводится к колеблющейся лопатке. И наоборот, если направление силы (момента) противоположно направлению перемещения (поворота) лопатки, коэффициент работы отрицателен ($W < 0; D > 0$). В этом случае энергия колеблющейся лопатки отводится в основной поток.

Знак «минус» суммарной работы ($D > 0$) соответствует аэродемпфированию, знак «плюс» – самовозбуждению лопатки ($D < 0$).

Характер обмена энергией между потоком воздуха и колеблющейся лопаткой по длине лопатки показан на рис. 5а, на котором приведены графики изменения коэффициента аэродемпфирования по высоте лопатки для различных межлопаточных углов сдвига по фазе колебаний соседних лопаток МЛФУ = 0 град, 180 град, ±90 град.

Качественно характер аэродемпфирования по высоте лопатки одинаков.

Следует обратить внимание на то, что характер аэродемпфирования определяется сдвигом по фазе нестационарного давления по отношению к движению лопатки, который, в свою очередь, определяется сдвигом по фазе колебаний соседних лопаток.

На рис. 5б показано влияние межлопаточного угла сдвига фаз колебаний лопаток на коэффициент аэродемпфирования с учетом 1–6 собственных форм колебаний. Максимальное аэродемпфирование имеет место при колебаниях со сдвигом фаз МЛФУ = ±90 град., минимальное аэродемпфирование – при синфазных колебаниях

(МЛФУ = 0 град). Для всех режимов коэффициент аэродемпфирования $D > 0$ ($W < 0$), что соответствует диссипации энергии колеблющейся лопатки в основной поток.

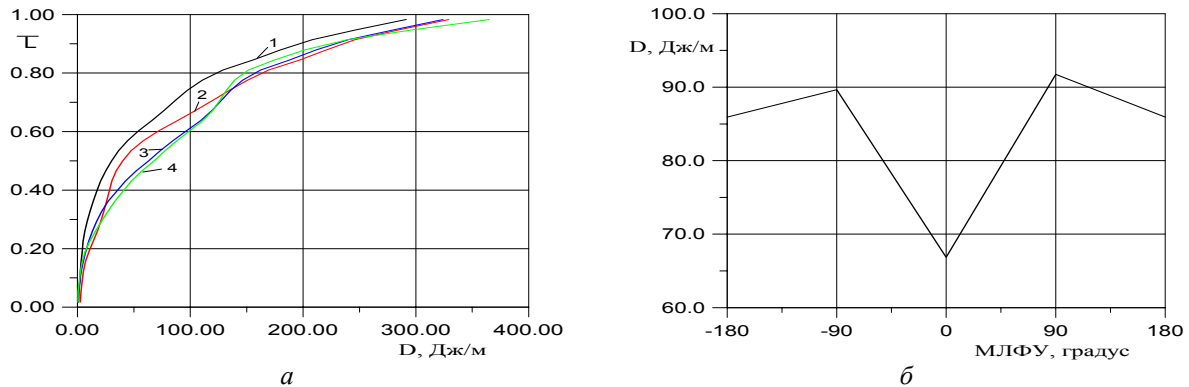


Рис. 5 – Изменение коэффициента аэродемпфирования:
 а – по высоте лопатки; б – в зависимости от МЛФУ;
 (1–6 собственная форма, 1 – МЛФУ = 0 град;
 2 – МЛФУ = 180 град; 3 – МЛФУ = -90 град; 4 – МЛФУ = 90 град)

На рис. 6–7 представлены некоторые результаты аэродинамического расчета венца компрессора при синфазных колебаниях лопаток ($\delta = 0$) с учетом шести собственных форм, при этом колебания по каждой собственной форме осуществляются со своей собственной частотой.

На рис. 6 приведены график перемещения центра тяжести периферийного сечения в окружном направлении (hy) за один полный период колебаний ($T = \frac{1}{\nu} = 0,04189$ сек) (рис. 6а) и амплитудно-частотный спектр колебаний (рис. 6б).

Как видно из графиков, преобладающий вклад в колебания в окружном направлении вносит 1-я собственная форма с частотой $\nu = 70,78$ Гц.

На рис. 7 представлены графики изменения окружной силы, действующей на периферийный слой лопатки и амплитудно-частотный спектр в течение двух периодов гармонических колебаний. Как видно из графиков, аэродинамическая нагрузка изменяется периодически с периодом, равным периоду колебаний лопаток.

Знак коэффициента аэродемпфирования, рассчитанный при заданных кинематических колебаниях лопаток, может рассматриваться лишь как необходимый критерий, но не достаточный признак возникновения самовозбуждающихся колебаний. Окончательную оценку аэроупругого поведения лопаточного венца можно получить лишь при решении связанной задачи аэродинамики и упругих колебаний. В этом случае реакция лопаток будет зависеть не только от «кинематической предыстории», но и от таких параметров, как массовый расход газа, масса лопатки и собственные частоты колебаний лопатки.

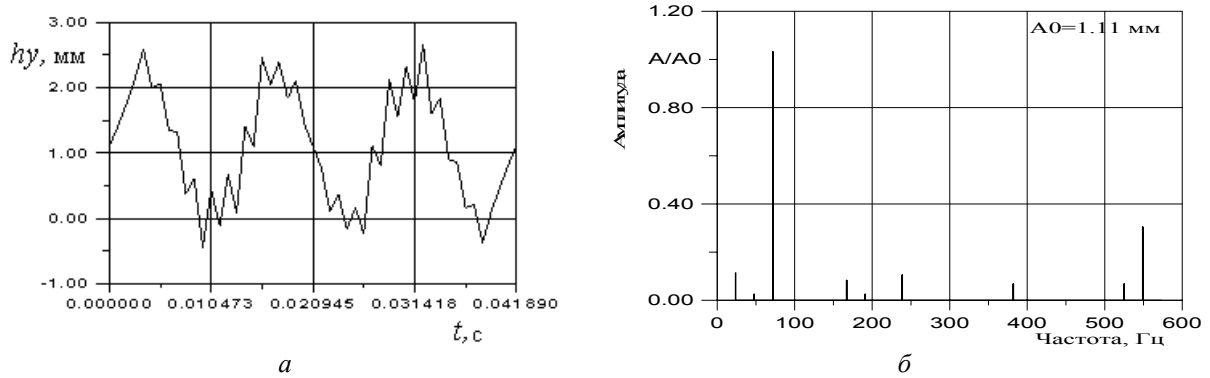


Рис. 6 – Перемещение рабочей лопатки компрессора в окружном направлении (МЛФУ = 0 град):
 а – перемещение; б – амплитудно-частотная характеристика периферийного сечения лопатки

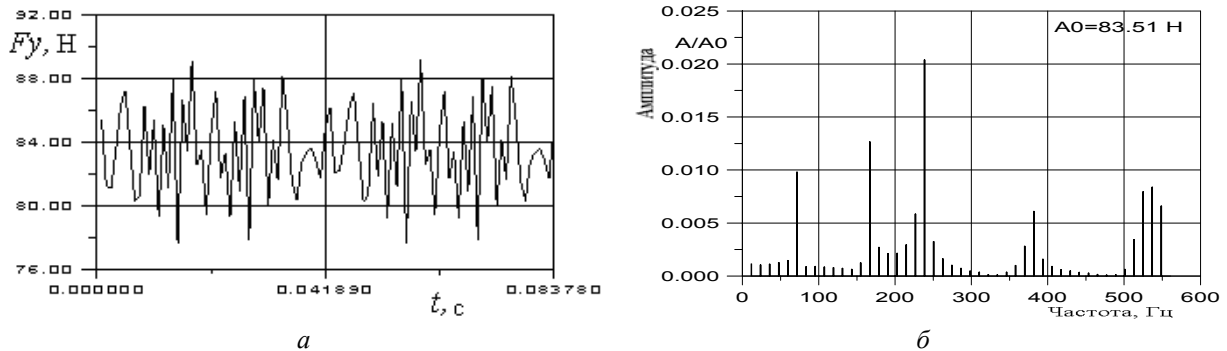


Рис. 7 – Изменение окружной аэродинамической силы, действующей
 на рабочую лопатку компрессора (МЛФУ = 0 град):
 а – окружная сила; б – амплитудно-частотная характеристика периферийного сечения лопатки

На рис. 8–10 приведены результаты расчета связанных аэроупругих колебаний лопаточного венца компрессора с учетом взаимодействия шести собственных форм колебаний при начальном значении МЛФУ равном 0 град. Изменение модального коэффициента первой формы колебаний во времени показано на рисунке 8. Отрезок времени $0 \leq t \leq 0,04189$ сек соответствует наименьшему общему периоду гармонических колебаний, соответствующему частоте $\nu = 23,87$ Гц, равной наибольшему общему делителю собственных частот колебаний. На этом временном интервале лопатки совершают гармонические колебания по каждой из собственных форм с амплитудой $q_{i0} = 0,5$ и своей собственной частотой.

Начиная с момента времени $t = 0,04189$ сек (стартовый режим связанных колебаний) дальнейшее движение лопаток определяется нестационарными силами, действующими на лопатки, которые, в свою очередь, зависят от колебаний лопаток, т.е. движение лопаток и силы, действующие на них, находятся из решения связанной задачи.

Как следует из расчета все собственные формы колебаний демпфируются. Наименьшим декрементом затухания колебаний характеризуется 1-ая собственная форма (рис. 8).

Колебания центра тяжести периферийного сечения в окружном направлении и амплитудно-частотный спектр колебаний приведены на рис. 9.

Как видно из рисунка, колебания затухают. Амплитудно-частотный спектр колебаний характеризует вклад каждой из собственных форм в переходный процесс от гармонических колебаний к демпфированию. Как видно из рисунка основной вклад в изгибные колебания (h_y) вносит 1-я форма.

На рис. 10 приведені графіки змінення аеродинамічних навантажень, діючих в периферійному шарі робочої лопатки і їх амплітудно-частотний спектр. Нестационарні складові аеродинамічних навантажень в переходному процесі зменшуються, і аеродинамічні навантаження сходяться до навантажень, відповідним режиму без коливань лопаток.

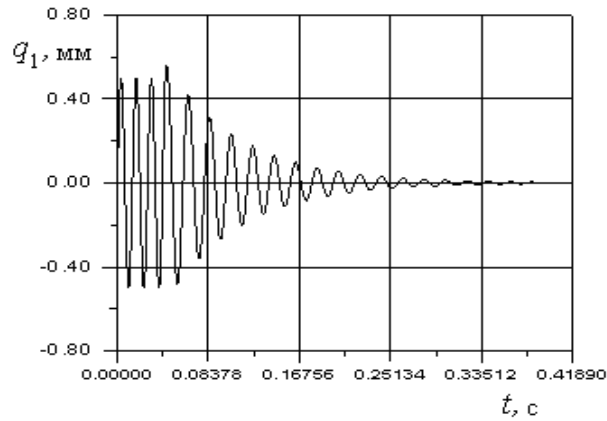


Рис. 8 – Змінення модального коефіцієнта 1-ї моди (МЛФУ = 0 град)

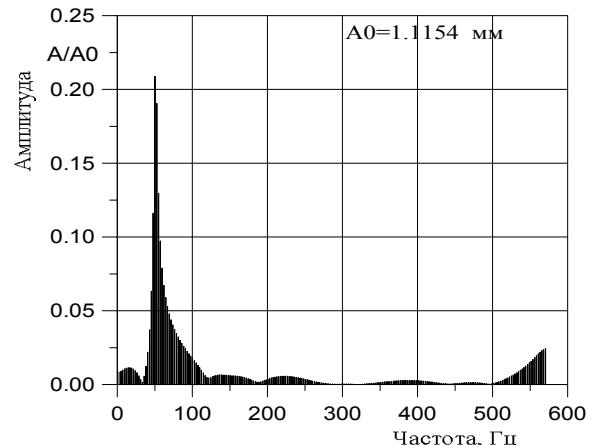
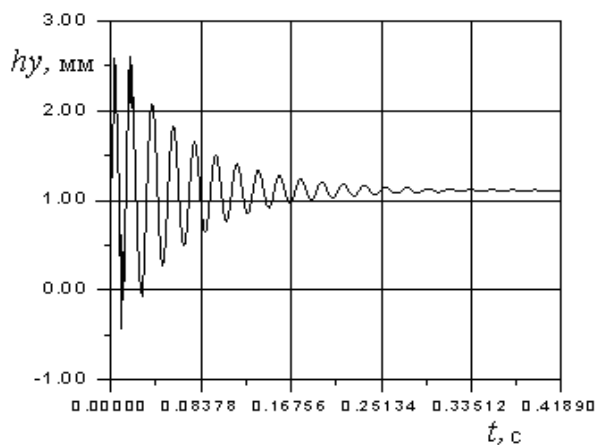


Рис. 9 – Переміщення периферійного сечення робочої лопатки компресора (МЛФУ = 0 град):
а – переміщення в окружном напрямку; б – амплітудно-частотна характеристика

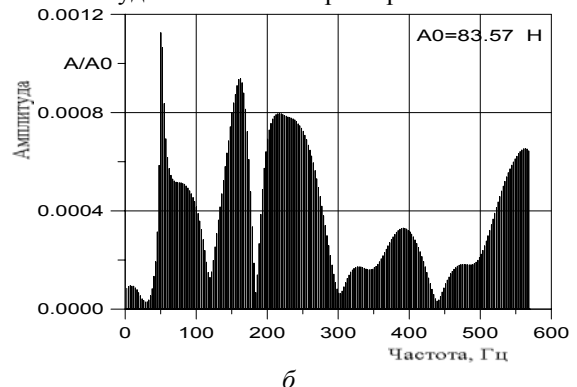
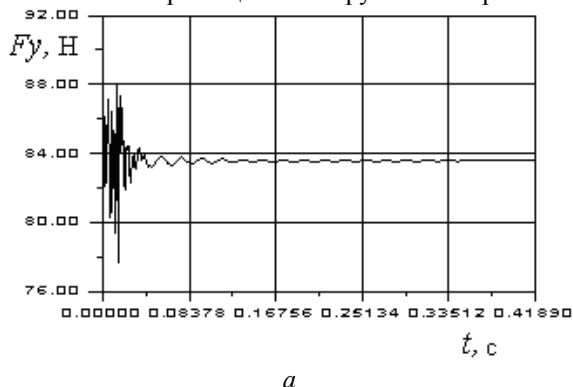


Рис. 10 – Змінення аеродинамічної сили, діющої на робочу лопатку компресора в периферійному шарі лопатки (МЛФУ = 0 град):
а – окружная сила; б – амплітудно-частотна характеристика

Численный анализ аэроупругих характеристик лопаточного венца вентилятора с использованием математической модели связанной задачи нестационарной аэродинамики и динамики упругих колебаний показал:

1) при гармонических колебаниях лопаток по заданному закону по каждой из собственных форм и с учетом взаимодействия всех форм имеет место положительный коэффициент демпфирования, т.е. энергия отводится от колеблющейся лопатки в основной поток;

2) при связанных колебаниях происходит аэродемпфирование всех собственных форм колебаний во всем диапазоне изменения межлопаточных улов сдвига по фазе колебаний лопаток.

Список литературы: 1. *Carta, F.O.* Coupled Blade-Disk-Shroud Flutter Instabilities in Turbojet Engine Rotor [Text] / F.O. Carta // J. of Engineering for Power. – 1967. – P. 419-426. 2. *Bendiksen, O.* Coupled Bending – Torsion Flutter in Cascades [Text] / O. Bendiksen, P. Friedmann // AIAA J. – 1980. – № 2. – P. 194-201. 3. *Bakhle, M.A.* Time Domain Flutter Analysis of Cascades Using a Full – Potential Solver [Text] / M.A. Bakhle, T.S. Reddy, T.G. Keith // AIAA J. – 1992. – № 1. – P. 163-170. 4. *Bolcs, A.* Aeroelasticity in Turbomachines: Comparison of Theoretical and Experimental Cascade Results [Text] / A. Bolcs, T.H. Fransson // Communication du LTAT. – EPFL Switzerland. – 1986. – № 13. – P. 174. 5. *Гнесин, В.И.* Аэроупругий анализ лопаточного венца турбомашин на основе численного решения связанной задачи аэродинамики и упругих колебаний [Текст] / В.И. Гнесин, Л.В. Колодяжная // Проблемы машиностроения. – X., 1998, № 3-4. – С. 29-40. 6. *Gnesin, V.I.* Aeroelastic analysis of vibrating blade row using a coupled fluid-structure problem [Text] / V.I. Gnesin, L.V. Kolodyazhnaya // Proc. of 14th Intern. Sump. On Air Breathing Engines. – Florence, Italy. – 1999. – P. 1-9. 7. *Gnesin, V.I.* Coupled Fluid- Structure Analysis for 3D Flutter in Turbomachines [Text] / V.I. Gnesin, L.V. Kolodyazhnaya, R.A. Rzadkowski // ASME 2000-GT-380, Intern. Gas Turbine and Aeroengine Congress. – Munich, Germany. – 2000. – P. 1-8. 8. *Гнесин, В.И.* Аэроупругие явления в турбомашинках [Текст] / В.И. Гнесин, Л.В. Колодяжная // Аэродинамика и Аэроакустика. Проблемы и перспективы. Сб. науч. трудов. – X.: ХАИ, 2009. – № 3. – С. 53-62. 9. *Годунов, С.К.* Численное решение многомерных задач газовой динамики [Текст] / С.К. Годунов, А.В. Забродин, М.Я. Иванов, А.Н. Крайко, Г.П. Прокопов. – М.: Наука, 1976. – 400 с.

Поступила в редколлегию 27.09.13

УДК 621.165

Численный анализ аэроупругого поведения лопаточного венца вентилятора компрессора [Текст] / В.И. Гнесин, Л.В. Колодяжная, А.А. Колесник // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – X.: НТУ «ХПІ», 2014. – № 1(1044). – С. 77-87. – Бібліогр.: 9 назв. – ISSN 2078-774X.

Представлені метод і алгоритм рішення зв'язаної задачі нестационарної аеродинаміки і пружних коливань лопаток в тривимірному потоці ідеального газу. Виконаний чисельний аналіз аероупругих характеристик вінця лопатки вентилятора компресора сучасного авіаційного двигуна.

Ключові слова: вінець лопатки компресора, гармонійні і зв'язані коливання, аеродемпфування, флатер.

The method and algorithm of solution of the coupled problem of non-stationary aerodynamics and elastic vibrations of blades in the three-dimensional ideal gas flow are presented. The numerical analysis of aeroelastic characteristics of blade row of modern aviation engine ventilator of compressor is executed.

Keywords: compressor blade row, harmonic and coupled vibrations, aerodamping, flutter.

УДК 621.9.04

О.М. ЯХНО, д-р техн. наук; проф. каф. прикладної гідроаеромеханіки та мехатроніки НТУУ «КПІ», Київ;

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

ГІДРОДИНАМІЧНІ ПРОЦЕСИ МАГНІТНИХ СФЕРИЧНИХ ШАРНІРІВ ПРОСТОРОВИХ СИСТЕМ ПРИВОДІВ У ВИГЛЯДІ РУХОМИХ ОКТАЕДРИЧНИХ СТРУКТУР

Розроблені оригінальні сферичні шарніри для просторової системи приводів. Шарніри мають магнітні сфери, з якими взаємодіють сферичні поверхні хвостовиків, які закріплені на штоках та корпусах пневмоциліндрів приводів. Шарніри мають еластичні кожухи, порожнини яких заповнені феромагнітною рідиною. В статті викладені результати досліджень гідродинамічних процесів у феромагнітній рідині. Виділено різні по характеру ділянки течії рідини. В зазорах між сферами і поверхнями хвостовиків має місце плоско-паралельний рух частини феромагнітної рідини. На ділянках, де поверхня сфери вільно контактує з феромагнітною рідиною має місце течія рідини, подібна течії рідини в граничному шарі. Вібраційний рух деталей шарніра обумовлює циркуляційний рух феромагнітної рідини в порожнині кожуха. Основними результатами досліджень, наведеними в статті, є визначення розподілу швидкостей та траєкторій переміщення частинок феромагнітної рідини, які характеризують гідродинамічні процеси.

Ключові слова: просторові приводи, сферичні шарніри, феромагнітна рідина, області течії, рівняння магнітної гідродинаміки, течія в зазорі, граничний шар, циркуляційний рух, розподіл швидкостей.

Вступ

Пристрої маніпулювання є однією із складових прогресивного технологічного обладнання. Тому розробка принципово нових просторових системи приводів для маніпулювання об'єктами є актуальною науково-технічною проблемою.

Проблема в загальному вигляді полягає у створенні просторових систем приводів із розширеними функціональними можливостями.

Проблема пов'язана із важливими науковими і практичними завданнями розробки прогресивних технологічних систем машинобудування.

До невирішених раніше частин загальної проблеми відноситься дослідження гідродинамічних процесів, які мають місце в магнітних сферичних шарнірах із феромагнітною рідиною, що є основою просторової системи приводів у вигляді рухомих структур із октаедричними елементами.

Аналіз основних досягнень і літератури

В останніх дослідженнях і публікаціях викладено результати розробки просторових систем приводів на основі механізмів із паралельними кінематичними зв'язками [1]. Ряд розробок присвячено створенню пристроїв маніпулювання на основі просторових систем приводів [2]. Наявні дослідження складних систем, в яких використовуються пневматичні приводи дискретної дії [3]. Ряд публікацій присвячено дослідженню робочих процесів у сферичних шарнірах, які є основними елементами просторової системи приводів [4, 5]. Теоретичні основи досліджень гідродинамічних процесів при течії феромагнітної рідини закладені у фундаментальних працях [6, 7].

Результатів досліджень робочих процесів течії рідини у магнітних сферичних шарнірах із феромагнітною рідиною, які використані при побудові просторових систем приводів у вигляді октаедричних структур в літературних джерелах не виявлено.

© О.М. Яхно, С.В. Струтинський, 2014

Мета дослідження, постановка задачі

Метою досліджень поставлено визначення основних закономірностей гідродинамічних процесів, які мають місце в феромагнітній рідині, що заповнює порожнину сферичного магнітного шарніра просторової системи приводів у вигляді рухомих структур із октаедричними елементами.

Задачами досліджень поставлено аналіз конструктивних особливостей магнітних сферичних шарнірів, які використовуються у просторових системах приводів. Встановлення різнорідних ділянок течії магнітної рідини та визначення закономірностей руху феромагнітної рідини на різних ділянках.

Матеріали досліджень

Особливості конструкції магнітних сферичних шарнірів із феромагнітною рідиною

Перспективним напрямком розробки пневмоприводів є системи у вигляді просторових структур, елементами яких є октаедри. Практично важливим випадком структури є базова структура у вигляді октаедра (рис. 1).

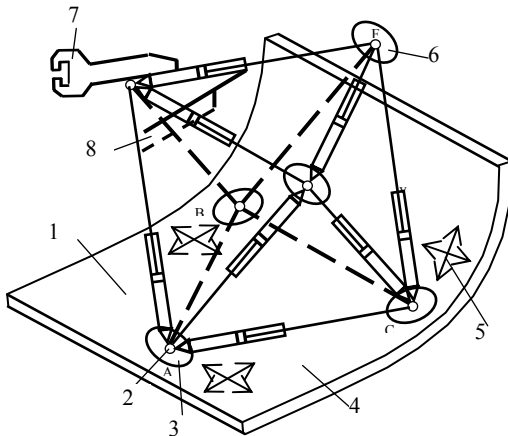


Рис. 1 – Просторова система приводів, яка включає базову октаедричну структуру

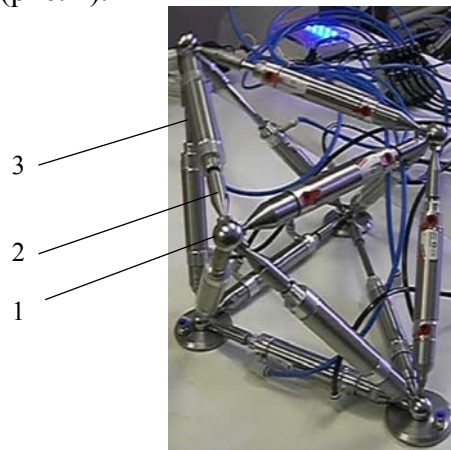


Рис. 2 – Дослідний зразок просторової системи приводів октаедричного типу із мехатронною системою керування

Система приводів включає пневмоциліндри 1 з'єднані сферичними шарнірами 2. На шарнірах встановлені керовані пневматичні опори 3 які служать для встановлення системи на плоскій або криволінійній поверхні 4. Кожна із опор може переміщуватись в різних напрямках показаних стрілками 5. При цьому система приводів буде переміщуватись поступально або повертатись. Передбачена можливість зміни основи структури (кантування). Для цього служать додаткові опори 6 встановлені на верхніх шарнірах. Система приводів призначена для виконання операцій маніпулювання об'єктами машинобудування. Для цього служить виконавчий орган 7 з'єднаний із корпусом пневмоциліндра. Для фіксації виконавчого органу від повороту служить вилка 8.

Система приводів октаедричного типу має 12 керованих координат і може виконувати різноманітні операції маніпулювання об'єктами у тому числі в замкнених об'ємах (трубопроводах, резервуарах, тощо). З метою перевірки запропонованого конструктивного рішення просторової системи приводів виготовлено дослідний зразок системи (рис. 2). Основою просторової системи приводів є магнітні сферичні шарніри. Шарніри мають магнітні сфери 1 із якими взаємодіють сферичні поверхні хвостовиків 2 встановлених на корпусах 3 і штоках пневмоциліндрів.

Дослідна перевірка зразка підтвердила його працездатність і надійність роботи. В системі приводів у вигляді рухомих октаедричних структур використані спеціально розроблені сферичні шарніри із феромагнітною рідиною (рис. 3).

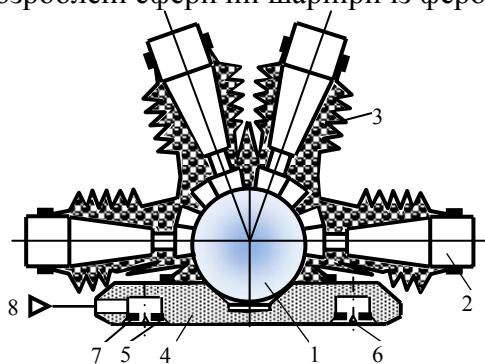


Рис. 3 – Конструктивна схема сферичного шарніра із феромагнітною рідиною

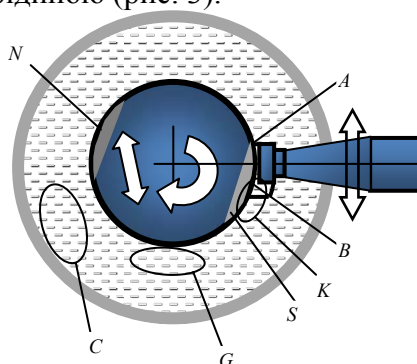


Рис. 4 – Різномірні ділянки руху феромагнітної рідини в порожнині сферичного шарніра:

K – область течії в зазорі між поверхнею магнітної сфери та сферичною поверхнею хвостовика;
G – течія біля поверхні сфери з утворенням граничного шару; *C* – область циркуляційного руху обумовленого вібраціями сфери

Сферичні шарніри із феромагнітною рідиною мають значні діапазони поперечно-кутових переміщень при мінімальних силах тертя. Конструкція шарніра включає магнітну сферу 1, з якою контактують хвостовики 2 із магнітного матеріалу.

Поверхні хвостовиків, які контактують із сферою виконані сферичними з метою зменшення зазору між сферою і хвостовиком, а відповідно і збільшення сили притягання хвостовика до сфери.

Шарнір має еластичний герметичний кожух 3 який охоплює сферу і хвостовики. Сфера встановлена в конічній заглибині феростатичної опори 4. Опора має кармани 5 і 6 до яких через дроселі 7 підводиться стиснуте повітря від магістралі 8.

Результати досліджень

Гідродинамічні процеси в сферичному шарнірі, порожнина якого заповнена феромагнітною рідиною

Порожнина між кожухом, сферою і хвостовиками заповнена феромагнітною рідиною [8], яка має особливі властивості.

В процесі функціонування шарніра хвостовики переміщуються змінюючи своє поперечно-кутове положення. За рахунок дії магнітних сил сфера повертається встановлюючись у своє рівноважне положення. Відповідно феромагнітна рідина буде рухатись відносно поверхні сфери.

Повільний циркуляційний рух феромагнітної рідини виникає внаслідок зміни форми еластичного кожуха. Даний рух рідини має складний циркуляційний характер. Додаткове переміщення магнітної рідини в порожнині сферичного шарніра визивається вібраційними інерційними навантаженнями, які діють на шарнір в процесі руху просторової системи приводів.

В результаті аналізу конструктивних особливостей шарніра встановлено, що в ньому мають місце різномірні ділянки руху феромагнітної рідини (рис. 4).

В зазорі між поверхнею хвостовика і сферою (область *K*) характер течії відповідає течії між стінками одна з яких рухається (течія Куетта) при дії поперечного магнітного поля [9].

Рух феромагнітної рідини відносно поверхні сфери (область G) відповідає обтіканню магнітною рідиною твердої поверхні при дії поперечно-магнітного поля. При цьому на поверхні сфери формується граничний шар [10]. На екваторіальних ділянках сфери індукція магнітного поля є незначною. Тому в екваторіальних областях має місце вільний рух феромагнітної рідини під дією інерційних сил. Суттєвими силами є інерційні сили викликані високочастотними вібраційними процесами в просторовій системі приводів. Високочастотні вібраційні сфери згідно [11] визивають повільний циркуляційний рух феромагнітної рідини в порожнині кожуха (область C).

Течія феромагнітної рідини в зазорі між магнітною сферою та поверхнями хвостовиків

В зазорі між поверхнею хвостовика і магнітною сферою має місце плоско-паралельна течія феромагнітної рідини між паралельними стінками, одна із яких рухається (течія Куетта). Область течії обмежена нерухою поверхнею сфери ($y = 0$) та рухою поверхнею хвостовика, що рухається із швидкістю V_0 (рис. 5).

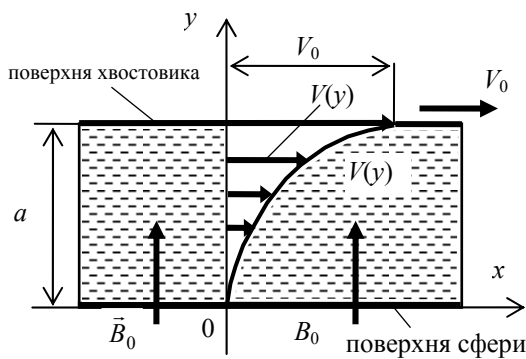


Рис. 5 – Схема течії феромагнітної рідини в зазорі між поверхнею магнітної сфери і поверхнею хвостовика

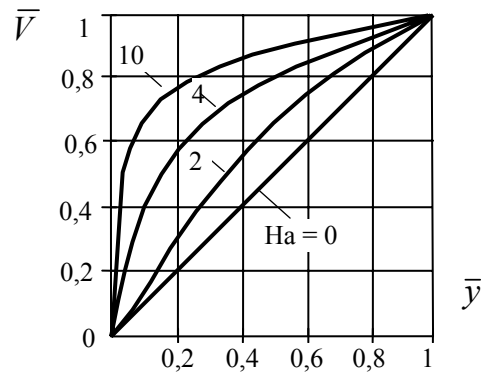


Рис. 6 – Зміни безрозмірних профілів швидкостей в зазорі в залежності від зміни магнітної індукції (числа Гартмана)

На феромагнітну рідину в зазорі розміром a діє поперечне магнітне поле з індукцією B_0 .

Рух рідини без врахування змін температури визначається системою рівнянь [7]:

$$\begin{cases} (\vec{V}\nabla)\vec{V} = -\frac{1}{\rho}\nabla p + \nu\Delta\vec{V} + \frac{1}{\rho}(\vec{J}\times\vec{B}), \\ \operatorname{div}\vec{V} = 0; \quad \operatorname{div}\vec{B} = 0; \quad \operatorname{rot}\vec{E} = 0; \\ \vec{J} = \sigma[\vec{E} + (\vec{V}\times\vec{B})]; \\ \operatorname{rot}\vec{B} = \eta\vec{I}, \end{cases} \quad (1)$$

де \vec{V} – вектор швидкості феромагнітної рідини; p – тиск; ν – кінематична в'язкість рідини; ρ – густина; σ – електрична провідність феромагнітної рідини; η – магнітна проникність рідини; \vec{J} – вектор електричного струму в рідині; \vec{B} – вектор індукції магнітного поля; \vec{E} – вектор напруженості електричного поля.

В проекціях на вісі координат із врахуванням наявності плоско-паралельного руху рідини в щілині рівняння магнітної гідродинаміки (1) набудуть вигляду:

$$\begin{cases} \mu \frac{d^2 V_x}{dy^2} = -J_z B_0; \\ \frac{dp}{dy} = -J_y B_x; \\ J_z = \sigma(E_z - V_x B_0); \\ J_z = \frac{1}{\eta} \cdot \frac{dB_x}{dy}, \end{cases} \quad (2)$$

де індекси x, y визначають вісь, на яку проектується відповідна змінна.

Об'єднуючи перше і третє рівняння системи (2) одержимо

$$\frac{d^2 V_x}{dy^2} = \frac{\sigma}{\eta} (E_z - V_x B_0) B_0. \quad (3)$$

Введемо безрозмірні комплекси:

$$\begin{cases} \bar{V} = \frac{V_x}{V_0}; \quad \bar{y} = \frac{y}{a}; \quad \bar{x} = \frac{x}{a}; \quad \bar{K} = \frac{E_0}{V_0 B_0}; \quad \bar{p} = \frac{p}{\rho V_0^2}; \\ \bar{B}_x = \frac{B_x}{B_0 \text{Re}_m}; \quad \bar{J}_z = \frac{J_z}{\sigma B_0 V_0}; \quad \text{Re}_m = \frac{V_0 a}{\nu}; \quad \text{Ha} = B_0 a \sqrt{\frac{\sigma}{\eta}}, \end{cases} \quad (4)$$

де a – розмір щілини; Ha – число Гартмана; Re_m – число Рейнольдса.

Відповідно рівняння магнітної гідродинаміки (2), (3) у відносних величинах набудуть вигляду:

$$\frac{d^2 \bar{V}}{d\bar{y}^2} = \text{Ha}^2 (\bar{V} - \bar{K}); \quad \bar{J}_z = \bar{K} - \bar{V}; \quad \frac{d\bar{B}_x}{d\bar{y}} = \bar{J}_z. \quad (5)$$

Граничними умовами для даних рівнянь є:

$$\bar{V} = 1 \text{ при } \bar{y} = 1; \quad \bar{V} = 0 \text{ при } \bar{y} = 0. \quad (6)$$

Розв'язок першого із рівнянь системи (5) при вказаних граничних умовах має вигляд

$$\bar{V} = \bar{K} + \frac{(1 - \bar{K}) \text{sh}(\text{Ha} \cdot \bar{y}) - \bar{K} \text{sh}[\text{Ha}(1 - \bar{y})]}{\text{sh}(\text{Ha})}. \quad (7)$$

Підставляючи одержаний розв'язок в два останніх рівняннях системи (5) і інтегруючи, одержимо

$$\bar{B}_x = -\frac{\bar{K} \text{ch}[\text{Ha}(1 - \bar{y})] + (1 - \bar{K}) \text{ch}(\text{Ha} \cdot \bar{y})}{\text{Ha} \cdot \text{sh}(\text{Ha})}. \quad (8)$$

Прийmemo умову, що при $\bar{y} = 0, \bar{B}_x = 0$.

Відповідно одержимо

$$\bar{B}_x = \frac{\text{chHa} - \text{ch}(\text{Ha} \cdot \bar{y})}{\text{Ha} \cdot \text{ch}(\text{Ha})}. \quad (9)$$

При невеликому значенні напруженості зовнішнього електричного поля $\bar{K} \approx 0$ одержимо

$$\bar{V} = \frac{\text{sh}(\text{Ha} \cdot \bar{y})}{\text{sh}(\text{Ha})}. \quad (10)$$

Для течії рідини в області сфери при незначній індукції магнітного поля маємо лінійну залежність швидкості від координати

$$\bar{V} = \bar{y}. \quad (11)$$

При збільшенні індукції магнітного поля росте число Гартмана. При цьому змінюється профілі швидкостей (рис. 6).

Із наведених результатів випливає, що профіль швидкостей феромагнітної рідини буде змінюватись по площі сферичної поверхні хвостовика. На краю поверхні (точка *A* див. рис. 4) профіль швидкостей близький до прямої ($Ha \approx 0$). При наближенні до полюса *S* магнітної сфери відбувається деформація профіля швидкостей. Тому в точці *B* має місце максимально деформований профіль швидкостей ($Ha \approx 2..4$).

Дотичні напруження пов'язані із градієнтом швидкості згідно залежності

$$\tau = \nu\rho \frac{V_0}{a} \cdot \frac{d\bar{V}}{d\bar{y}}. \quad (12)$$

Після диференціювання залежності швидкості (7) одержимо

$$\tau = \nu\rho \frac{V_0}{a} \cdot \frac{(1 - \bar{K})Ha \cdot \text{ch}(Ha \cdot \bar{y}) + \bar{K}Ha \cdot \text{ch}(Ha \cdot \bar{y})}{\text{sh}(Ha)}. \quad (13)$$

При незначному впливі електричного поля на характер течії ($\bar{K} \approx 0$)

$$\tau = \nu\rho \frac{V_0}{a} \cdot \frac{Ha \cdot \text{ch}(Ha \bar{y})}{\text{sh}(Ha)}. \quad (14)$$

Момент тертя визначається дотичними напруженнями на поверхні сфери ($\bar{y} = 0$). Із формули (14) випливає, що напруження на поверхні сфери визначається функцією

$$\tau_0 = \nu\rho \frac{V_0}{a} \cdot \frac{Ha}{\text{sh}(Ha)}.$$

При невеликих значеннях числа Гартмана $\frac{Ha}{\text{sh}(Ha)} \approx 1$. Збільшення числа Гартмана в межах $Ha = 1..2$ змінює відношення $\frac{Ha}{\text{sh}(Ha)} = 0,8..0,5$.

Враховуючи крайові ефекти на поверхні хвостовика можна прийняти середнє значення відношення

$$\frac{Ha}{\text{sh}(Ha)} = 0,75.$$

При цьому середнє значення дотичного напруження складе

$$\tau_0 = 0,75 \cdot \nu\rho \frac{V_0}{a}.$$

Загальна сила, яка діє на поверхню контакту хвостовика із сферою визначається шляхом інтегрування. При цьому момент опору складе

$$M = R \cdot \int_s \tau_0 ds.$$

де R – радіус сфери; s – площа опорної сферичної поверхні хвостовика

Обчислення дають значення моменту опору $3..7 \cdot 10^{-2}$ Н·м.

Розрахунок параметрів граничного шару на поверхні магнітної сфери при її повороті в рідкому середовищі

На ділянці магнітного полюса сфери, який знаходиться у феромагнітній рідині течія рідини буде відповідати течії в граничному шарі (рис. 7).

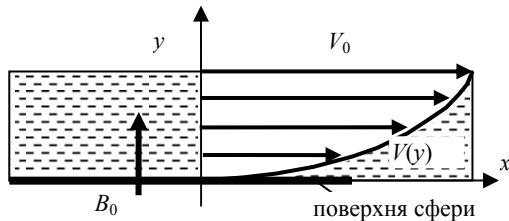


Рис. 7 – Схема течії магнітної рідини в граничному шарі на поверхні сфери

Прийmemo, що течія магнітної рідини є плоскою. Відповідно швидкість в граничному шарі біля поверхні сфери залежить лише від поперечної координати y , тобто $v = v(y)$.

На магнітну рідину діє магнітне поле з індукцією B_0 , яка орієнтована перпендикулярно напрямку руху рідини. Протяжність граничного шару в напрямку

x набагато більша розміру шару в напрямку y . Приймемо також, що поверхня сфери є провідником електричного струму із незначним опором [6]. Крім того будемо вважати, що поверхня сфери має ідеальний електричний контакт із магнітною рідиною (тобто контактний опір рівний нулю) [10].

Із умови рівності нулю електричного струму в рідині на значній відстані від початку системи координат одержимо граничні умови

$$\frac{\partial \varphi}{\partial x} = \frac{\partial \varphi}{\partial y} = 0; \quad \frac{\partial \varphi}{\partial z} = \sin \alpha = 1. \quad (15)$$

де α – кут між вектором індукції \vec{B}_0 та напрямком вектора швидкості \vec{v} .

Рівняння магнітної гідродинаміки при течії рідини в магнітному полі визначені системою рівнянь (1) спрощені з врахуванням припущень, що мають місце в граничному шарі на стінці [11].

Враховуючи, що зовнішній перепад тиску відсутній та наявні умови (15) для потенціалу електричного поля із рівнянь магнітної гідродинаміки (1) одержимо

$$\frac{d^2 V}{dy^2} + \text{Ha}^2 (V_0 - V) = 0. \quad (16)$$

де $\text{Ha} = B_0 L \sqrt{\frac{\sigma}{\rho \nu}} = \frac{B_0}{V_0} \sqrt{\frac{\sigma \nu}{\rho}}$ – число Гартмана.

При визначенні числа Гартмана для даного випадку в якості характерної довжини L прийнято значення $\frac{\nu}{V_0}$.

Рівняння (16) повинно задовольняти крайовим умовам поданим у вигляді

$$V(0) = 0; \quad V(y) \Big|_{y \rightarrow \infty} = V_0. \quad (17)$$

Розв'язок рівняння (16) із врахуванням крайових умов (17) має вигляд

$$V(y) = V_0 (1 - e^{-\text{Ha} \cdot y}). \quad (18)$$

Розрахунки профілів швидкостей відповідні формулі (18) суттєво відрізняються для полюсів і екваторіальної області сфери (рис. 8).

Розміри граничного шару профіль швидкостей якого визначається формулою (18) не можуть бути визначені точно. Тому в якості характерного розміру взято товщину витіснення δ_1 , яка визначена формулою [12]

$$V_0 \delta_1 = \int_0^{\infty} [V_0 - V(y)] dy. \quad (19)$$

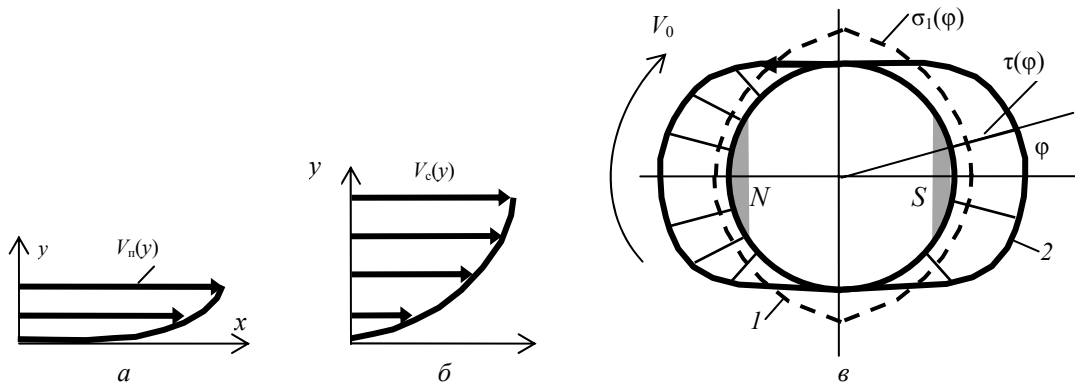


Рис. 8 – Розрахункові профілі швидкостей в граничному шарі феромагнітної рідини біля поверхні сфери та еюра дотичних напружень на поверхні сфери:
 а – профіль в околиці магнітного полюса; б – профіль в екваторіальній області сфери;
 в – товщина витіснення та еюра дотичних напружень в граничному шарі на сфері

Підставивши значення швидкості із формули (18) в формулу (19) одержимо товщину витіснення

$$\delta_1 = \int_0^{\infty} e^{-Ha \cdot y} dy. \quad (20)$$

Після інтегрування залежності (20) визначено, що товщина витіснення

$$\delta_1 = \frac{1}{Ha} = \frac{V_0}{B_0} \sqrt{\frac{\rho}{\sigma v}}. \quad (21)$$

Із залежності випливає, що товщина витіснення обернено пропорційна індукції в шарі феромагнітної рідини на поверхні сфери. Відповідно на полюсах сфери товщина витіснення буде меншою ніж в екваторіальній області (пунктирна крива 1 на рис. 8).

Похідна швидкості на поверхні сфери визначається диференціюванням залежності (18) і складе

$$\left. \frac{dV}{dy} \right|_{y=0} = V_0 Ha.$$

Дотичне напруження при русі рідини відносно поверхні сфери

$$\tau = \nu \rho \left. \frac{dV}{dy} \right|_{y=0} = \nu \rho V_0 Ha = B_0 \sqrt{\sigma \rho} \cdot v^3. \quad (22)$$

Із формули (22) випливає, що дотичне напруження не залежить від швидкості взаємного зміщення феромагнітної рідини відносно сфери, а залежить від величини магнітної індукції B_0 . Враховуючи, що на полюсах магнітна індукція набагато більша, ніж в екваторіальній області еюри дотичних напружень в феромагнітній рідині має суттєву нерівномірність (крива 2, на рис. 8). Дотичні напруження визначають загальний момент опору сфери

$$M = \int_f \tau \cdot R df,$$

де f – площа контактної поверхні сфери та феромагнітної рідини; R – радіус сфери.

Обчислення дають незначну величину моменту опору, який складає

$$M = 2 \dots 5 \cdot 10^{-4} \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Із результатів обчислень випливає, що момент опору сфери при її обтіканні феромагнітною рідиною на два порядки менший опору тертя в щілині між поверхнями

сфери та хвостовиків.

Циркуляційний рух магнітної рідини, який виникає при вібраціях сфери

Прояв сил в'язкості в порівняно тонкому шарі біля твердої поверхні сфери спричиняє ряд специфічних гідродинамічних ефектів.

Специфічні гідродинамічні ефекти пов'язані із нестационарними граничними шарами. Рух магнітної рідини є близьким до виникнення стійких вторинних течій при коливаннях круглого циліндра в рідині [12].

Схема течії рідини біля циліндра, який здійснює коливальний рух в часі за законом $x = x_0 \cos nt$, характеризується виникненням циркуляційних зон біля поверхні (рис. 9).

Прийнято, що закон зміни швидкостей потенціальної течії біля стінки циліндра

$$U(x, t) = U_0(x) \cos nt.$$

де $U_0(x)$ – швидкість на поверхні циліндра, який обтікається безвихровим (потенціальним) потоком ідеальної рідини; n – частота коливань циліндра.

Розрахунок закономірностей течії в граничному шарі виконаний за допомогою методу послідовних наближень. В результаті визначений розподіл швидкостей в граничному шарі у вигляді

$$v_x(x, y, t) = U_0(x) \frac{dU_0}{dx} \frac{1}{n} (\xi_1 e^{2jnt} + \xi_2), \quad j = \sqrt{-1}.$$

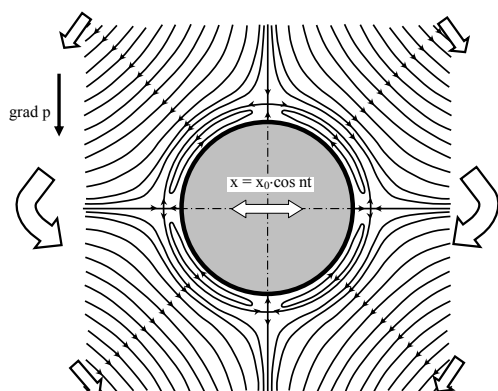


Рис. 9 – Схема виникнення стійких вторинних течій біля круглого циліндра, який здійснює осциляційний рух в рідкому середовищі

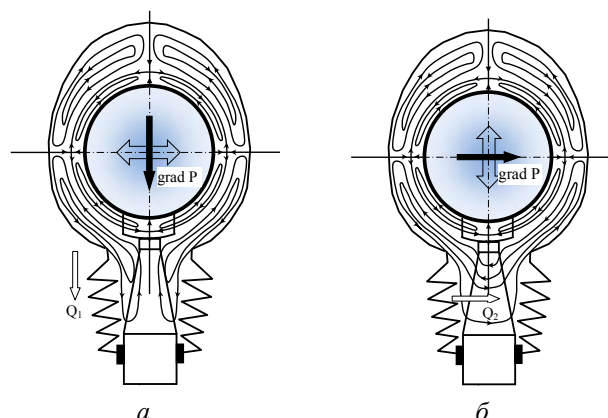


Рис. 10 – Схема виникнення циркуляційних течій при вібраціях сфери у порожнині заповненій рідиною:
а – при вібраціях сфери у напрямку перпендикулярному осі хвостовика;
б – при вібраціях направлених по осі хвостовика

Комплекснозначні функції ξ_1 та ξ_2 визначені у вигляді залежностей від безрозмірної поперечної координати

$$\eta = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{\frac{n}{\nu}} y.$$

Дані функції мають вигляд:

$$\xi_1 = -\frac{j}{2} e^{-(1+j)\sqrt{2}\eta} + \frac{j}{2} e^{-(1+j)\eta} - \frac{j+1}{2} \eta e^{-(1+j)\eta};$$

$$\xi_2 = -\frac{3}{4} + \frac{1}{4} e^{-2\eta} + 2e^{-\eta} \sin \eta + \frac{1}{2} e^{-\eta} \times \cos \eta - \frac{\eta}{2} e^{-\eta} (\cos \eta - \sin \eta).$$

Враховуючи зв'язок між функцією течії ψ і швидкістю $V_x = \frac{\partial \psi}{\partial y}$, можна знайти функцію течії в області та відповідні лінії течії.

На великій відстані від стінки $\eta \rightarrow \infty$ і швидкість частинок рідини дорівнює

$$V_{x\infty} = -\frac{3}{4n} U_0 \frac{dU_0}{dx}.$$

Це означає, що коливальний рух циліндра викликає стаціонарний рух рідини, причому параметри цього руху не залежать від в'язкості рідини.

Аналогічні циркуляційні рухи виникають в феромагнітній рідині, яка знаходиться в середині еластичного кожуха. Точне врахування закономірностей даного руху є надзвичайно складним. Для наближеної оцінки закономірностей циркуляційного руху побудовані картини ліній течії в магнітній рідині при високочастотних коливаннях сфери. В залежності від напрямку вібраційних переміщень сфери виникають циркуляційні рухи рідини відповідного напрямку. При поперечних відносно осі хвостовика коливаннях сфери виникає градієнт тиску, направлений по вісі хвостовика (рис. 10а). Вібраційний рух сфери спричиняє циркуляцію рідини, в тому числі течію рідини в кожусі біля середньої частини хвостовика. Течія рідини інтенсифікується при поздовжніх вібраціях сфери. При цьому виникає градієнт тиску, направлений перпендикулярно вісі хвостовика (рис. 10б).

Висновки

1 Підтверджена можливість реалізації просторової системи приводів у вигляді рухомих октаедричних структур основними елементами яких є сферичні шарніри із феромагнітною рідиною.

2 Встановлено і теоретично обґрунтовано, що в порожнині сферичного шарніра мають місце складні гідродинамічні процеси руху феромагнітної рідини. Вони проявляються у наявності трьох особливих видів течії, плоско-паралельної у зазорі між поверхнею магнітної сфери та поверхнею хвостовика; течії феромагнітної рідини біля поверхні сфери з утворенням граничного шару; циркуляційної течії феромагнітної рідини обумовленої вібраційним переносним рухом шарніра.

3 Елюра швидкостей при течії феромагнітної рідини в зазорі тим більше відрізняється від трикутної, чим більше значення магнітної індукції в зазорі. При цьому на магнітному полюсі сфери деформація епюри швидкостей буде максимальною.

4 Поворот магнітної сфери у феромагнітній рідині супроводжується виникненням граничного шару в околиці поверхні сфери. Товщина витіснення граничного шару обернено пропорційна індукції магнітного поля. Відповідно граничний шар на полюсі магнітної сфери буде мати мінімальну товщину витіснення, а в екваторіальній частині максимальну.

5 Внаслідок вібрацій сферичного шарніра в околиці магнітної сфери виникають циркуляційні течії, які обумовлюють повільне переміщення феромагнітної рідини в порожнині кожуха. Напрямок в циркуляції цих течій визначається напрямком вібраційної швидкості сферичного шарніра.

Отримані результати підтверджують ефективність запропонованого технічного рішення сферичного шарніра, яке базується на врахуванні особливостей гідродинамічних процесів, що супроводжують рух феромагнітної рідини. Застосування розроблених шарнірів дає можливість створити прогресивні системи приводів на основі рухомих октаедричних структур.

Як напрямок подальших досліджень рекомендується дослідити вплив температури на характеристики сферичного шарніра із ферромагнітної рідиною.

Список літератури: 1. *Сяньвень Кун*. Структурный синтез параллельных механизмов [Текст] / Кун Сяньвень, Госселин Клемент. – М.: Физматлит, 2012. – 275 с. 2. *Merlet, J.P.* Parallel Robots. Solid Mechanics and Applications [Text] / J.P. Merlet. – Berlin: Springer, 2006. – 394 p. 3. *Струтинський, С.В.* Просторові системи приводів [Текст]: моногр. / С.В. Струтинський, А.А. Гуржій. – К.: Педагогічна думка, 2013. – 492 с. 4. *Strutinsky, S.* Technological provision of controlling the spherical aerostatic supporting knots of spatial mechanism in the quality mechatronic systems [Text] / S. Strutinsky, O. Jachno // Stowarzy szenia Inzynierow i Technikow Mechanikow Polskich, Wroclaw / Hydraulika i Pneumatyka. – № 6/2009. – Р. 19-23. 5. *Яхно, О.М.* Гідродинаміка струминних течій в щілинах регульованих гідростатичних сферичних шарнірів [Текст] / О.М. Яхно, С.В. Струтинський // Наукові вісті НТУУ «Київський політехнічний інститут». – № 6(80). – Київ, 2011. – С. 125-131. 6. *Брановер, Г.Г.* Магнитная гидродинамика несжимаемых сред [Текст] / Г.Г. Брановер, А.Б. Цинобер. – М.: Наука, 1979. – 379 с. 7. *Повх, И.Л.* Техническая гидромеханика / И.Л. Повх. – Л.: Машиностроение, 1969. – 524 с. 8. *Радионон, А.В.* Комбинированные магнитоожидкостные герметизаторы – эффективная альтернатива бесконтактным уплотнениям подшипниковых узлов с жидкой смазкой [Текст] / А.В. Радионон, А.Н. Виноградов // Збагачення корисних копалин: наук. техн. зб. – 2009. – Вип. 35(76). – С. 148-155. 9. *Кондаков, Л.А.* Уплотнения и уплотнительная техника [Текст]: справоч. / Л.А. Кондаков, А.И. Голубев, В.Б. Овандер и др. – М.: Машиностроение, 1986. – 464 с. 10. *Шерклиф, Дж.* Курс магнитной гидродинамики [Текст] / Дж. Шерклиф. – М.: Мир, 1967. – 319 с. 11. *Лойцянский, Л.Г.* Механика жидкости и газа [Текст] / Л.Г. Лойцянский. – М.: Наука, 1973. – 847 с. 12. *Шлихтинг, Г.* Теория пограничного слоя [Текст] / Г. Шлихтинг. – М.: Наука, 1974. – 712 с.

Надійшла до редколегії 18.09.13

УДК 621.9.04

Гідродинамічні процеси магнітних сферичних шарнірів просторових систем приводів у вигляді рухомих октаедричних структур [Текст] / О.М. Яхно, С.В. Струтинський // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХПІ», 2014. – № 1(1044). – С. 88-98. – Бібліогр.: 12 назв. – ISSN 2078-774X.

Разработаны оригинальные сферические шарниры для пространственной системы приводов. Шарниры имеют магнитные сферы, с которыми взаимодействуют сферические поверхности хвостовиков, которые закреплены на штоках и корпусах пневмоцилиндров. Шарниры имеют эластичные кожухи, полости которых заполнены ферромагнитной жидкостью. В статье изложены результаты исследований гидродинамических процессов в ферромагнитной жидкости. Выделены различные по характеру участки течения жидкости. В зазорах между сферами и поверхностями хвостовиков имеет место плоско-параллельное движение части ферромагнитной жидкости. На участках, где поверхность сферы свободно контактирует с ферромагнитной жидкостью имеет место течение жидкости, подобное течению жидкости в пограничном слое. Вибрационное движение деталей шарнира обуславливает циркуляционное движение ферромагнитной жидкости в полости кожуха. Основными результатами исследований, приведенными в статье, является определение распределения скоростей и траекторий перемещения частиц ферромагнитной жидкости, характеризующих гидродинамические процессы.

Ключевые слова: пространственные приводы, сферические шарниры, ферромагнитная жидкость, области течения, уравнения магнитной гидродинамики, течение в зазоре, пограничный слой, циркуляционное движение, распределение скоростей.

The original spherical joints for reasons of space. Hinges with magnetic field, which interact spherical surface shaft that attached to the rods and casings Pneumatic actuators. Joints are flexible housings, cavities are filled with ferromagnetic fluid. The paper presents the results of studies of hydrodynamic processes in ferromagnetic fluid. Allocated to the different nature of the fluid flow area. In the gaps between the spheres and surfaces of the shank is a plane-parallel movement of ferromagnetic fluid. In areas where surface areas in contact with the free ferromagnetic fluid is a fluid flow, such a fluid flow in the boundary layer. Vibratory motion of the hinge parts causes traffic circulation ferromagnetic fluid in the cavity of the housing. The main results of the research presented in the article is to determine the distribution of velocities and trajectories of particles moving ferromagnetic fluid characterizing hydrodynamic processes.

Keywords: spatial actuators, ball joints, ferromagnetic fluid flow field, equations of magnetic hydrodynamics, the flow in the gap, boundary layer, traffic circulation, the distribution of velocities.

УДК 529.735.064

Г.Й. ЗАЙОНЧКОВСЬКИЙ, д-р техн. наук; проф. Національного авіаційного університету, Київ

ВИЗНАЧЕННЯ ЗАПАСІВ СТІЙКОСТІ ТА ПРОТИФЛАТЕРНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ ГІДРАВЛІЧНИХ СЛІДКУЮЧИХ РУЛЬОВИХ ПРИВОДІВ СИСТЕМ КЕРУВАННЯ ЛІТАКІВ

Проведено порівняльний аналіз стійкості і протифлатерних властивостей гідравлічних сліdkуючих рульових приводів різних кінематичних схем, що використовуються в системах керування літаків. Обґрунтовано рекомендації щодо використання в системах керування літаків гідравлічних сліdkуючих рульових приводів з «оберненою» кінематикою, які мають підвищені запаси стійкості й протифлатерні властивості.

Ключові слова: гідравлічний сліdkуючий рульовий привод, система керування літака, запас стійкості, протифлатерні властивості, кінематична схема приводу.

Вступ

Гідравлічні сліdkуючі рульові приводи (РП) широко застосовуються в системах керування (СК) сучасних літаків з метою подолання шарнірних моментів на рулях. Особливістю їх роботи є обмежена жорсткість опори кріплення РП до конструкції планера літака і відносно невеликі сили демпфірування в силовому контурі СК, що, в поєднанні з масовими (інерційними) навантаженнями, часто призводить до втрати стійкості приводу або виникнення слабо затухаючих коливальних процесів в СК. Тому забезпечення необхідних запасів стійкості РП є важливою при проектуванні СК літака [1–5]. Для її вирішення у ряді випадків в силовий контур СК літака встановлюється спеціальний демпфер [4]. Істотним недоліком такого рішення цієї задачі є ускладнення системи, збільшення її маси і складність забезпечення стійкості СК у разі відмови демпфера. У зв'язку з цим останнім часом забезпечення необхідних запасів стійкості РП здійснюється шляхом вибору раціональної кінематичної схеми приводу і оптимізації його основних параметрів.

Боротьба з флатером є однією з обов'язкових задач, що вирішується конструктором при проектуванні СК сучасного літака. Рішення цієї задачі тільки за рахунок традиційних аеродинамічних методів має певні обмеження. Одне з перспективних напрямів у вирішенні цієї задачі є застосування в СК літака РП, що мають протифлатерні властивості. Практичне застосування такого напрямку в боротьбі зі флатером стримується відсутністю науково обґрунтованих рекомендацій щодо вибору кінематичної схеми та параметрів РП, який би мав необхідні протифлатерні властивості.

Таким чином в наш час актуальним є визначення на ранніх етапах проектування СК літака необхідних запасів стійкості й протифлатерних властивостей РП, які в подальшому повинні бути підтверджені за результатами натурних наземних та льотних випробувань спроектованого літака.

Аналіз останніх досліджень

Проблема забезпечення стійкості бустерної системи керування літаків виникла з самого початку широкого використання гідравлічних сліdkуючих приводів (бестерів) в СК літаків в кінці 60-х – на початку 70-х років минулого століття. Дослідження

вчених ЦАГІ ім. М.Є. Жуковського, професорів Т.М. Башти, В.О. Хохлова, М.С. Гаминіна, Д.О. Попова, розробки авіаційних конструкторів Є.І. Абрамова, В.Й. Гоніодского, О.С. Єрмакова, М.П. Селіванова, І.С. Шумілова та інших [6–11] дозволили виявити основні причини виникнення автоколивальних режимів в системах бустерного керування літаків і розробити науково обгрунтовані рекомендації щодо їх усунення. Розроблено адекватну нелінійну математичну модель роботи РП в системі СК літака з урахуванням стисливості робочої рідини, обмеженої жорсткості опори кріплення привода і силової проводки керування, шарнірного та інерційного навантаження, а також методи її лінеаризації, побудови частотних характеристик і розрахунку перехідних процесів у разі подачі на вхід привода сигналів керування [1, 8, 9]. Виявлено можливі причини втрати стійкості РП при малих сигналах керування (так звана «стійкість в малому») і обгрунтовано використання в РП золотникових розподільників з позитивним перекриттям для забезпечення «стійкості в малому» і зменшення витоків рідини у нейтральному положенні золотників приводу [1]. Обгрунтовано можливість оцінки динамічних і протифлатерних властивостей РП за результатами експериментальних досліджень характеристик динамічної жорсткості приводу [4, 11].

Проте вимагають подальших розробок питання забезпечення протифлатерних властивостей РП, а також більш точного визначення запасів стійкості приводів на ранніх етапах проектування СК літака.

Мета досліджень

На основі аналізу універсальної математичної моделі роботи РП в СК літака провести порівняльну оцінку впливу його кінематичної схеми і параметрів силового контуру бустерної системи керування на стійкість і протифлатерні властивості РП різних кінематичних схем.

Об'єкт досліджень

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

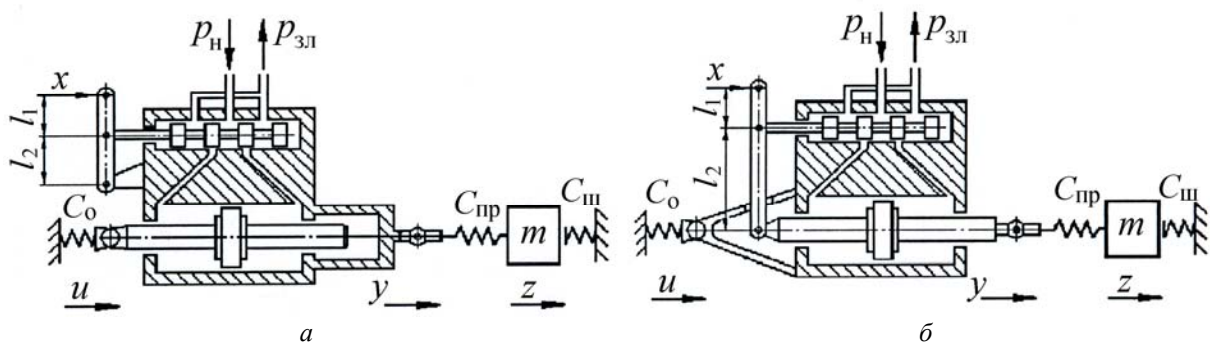


Рис. 1 – Кінематичні схеми гідравлічних слідкуючих рульових приводів:

x – переміщення вхідної ланки приводу; y – переміщення вихідної ланки приводу; u – переміщення (деформація) опори кріплення приводу; C_0 – жорсткість опори кріплення приводу до конструкції літака; $C_{пр}$ – приведена жорсткість силової проводки керування; $C_{ш}$ – коефіцієнт шарнірного (аеродинамічного) навантаження; l_1, l_2 – плечі качалок вхідної кінематики приводу; p_n – тиск нагнітання; $p_{зл}$ – тиск зливу
 а – привод із золотниковим розподільником у рухомому корпусі;
 б – привод з оберненою кінематикою

Особливістю РП, побудованого за кінематичною схемою «а» є розміщення золотникового розподільника у рухомому корпусі приводу. Вихідною ланкою РП є

його корпус, переміщення якого через силову проводку керування передається до рульової поверхні літака. Такі РП знайшли широке використання у СК літаків на ранніх етапах впровадження бустерних систем 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 слабо затухаючих коливань або навіть до виникнення автоколивань у силовому контурі СК.

РП з так званою «оберненою» кінематикою (схема «б») вперше була використана в системі керування літака Ту-154 [4]. Переміщення його вихідної ланки протилежне переміщенню вхідної качалки. В наш час приводи з такою кінематикою широко використовуються в СК військово-транспортних і пасажирських літаків як такі, що мають кращі динамічні та протифлатерні властивості [2, 11].

Визначення запасів стійкості РП

Визначення запасів стійкості РП на ранніх стадіях проектування СК літака рекомендується проводити за частотними характеристиками приводу, побудованими числовими методами проведення розрахунків на ПЕОМ з використанням передаточних функцій РП [12]. Для отримання передаточних функцій РП, показаних на рис. 1, використовувалася наступна спрощена лінеаризована математична модель, отримана з універсальної нелінійної математичної моделі роботи РП у силовому контурі бустерної системи керування літака, побудова якої детально викладена в роботах [1, 8, 9]:

$$\begin{cases} m\ddot{z} + h^e \dot{z} + C_{ш} z - R_{зовн} = C_{пр} (y - z); \\ m_1 \ddot{y} + k_B^e \dot{y}_1 + C_{пр} (y - z) = F p_{дв}; \\ m_2 \ddot{u} - k_B^e \dot{y}_1 + C_o u = -F p_{дв}; \\ F \dot{y}_1 + k_c \dot{p}_{дв} + k_{вит} p_{дв} = k_{Q_\varepsilon} \varepsilon - k_{Q_p} p_{дв}; \\ \varepsilon = k_{3.3} (k_{пер} x_{вх} - y) + k_{д.о} u, \end{cases} \quad (1)$$

де m – маса рульової поверхні літака і частини віднесеної до неї силовій 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; $C_{пр}$ – приведена жорсткість силовій проводки системи керування між вихідною ланкою РП і рулем; C_o – жорсткість опори кріплення РП; $C_{ш}$ – коефіцієнт шарнірного (аеродинамічного) навантаження; z – координата, що визначає положення маси m ; y – вихідна координата РП; u – координата, що визначає деформацію опори кріплення РП; $x_{вх}$ – переміщення вхідної качалки РП; F – ефективна площа поршня РП; h^e – еквівалентний коефіцієнт демпфірування в силовому контурі СК; $R_{зовн}$ – зовнішні (аеродинамічні) сили, що діють на рульову поверхню, приведені до координати z ; k_B^e – еквівалентний коефіцієнт демпфірування в гідроциліндрі РП; $p_{дв}$ – перепад тиску на поршні РП; p_n – тиск нагнітання, підведений до РП; $p_{зл}$ – тиск зливу на виході з РП; ε – неузгодженість на золотнику РП; k_c – приведений коефіцієнт пружності робочої рідини у порожнинах гідроциліндра РП; $k_{вит}$ – коефіцієнт витоків;

k_{Q_ε} , k_{Q_p} – коефіцієнти лінеаризації нелінійної функції витрати рідини $Q_{\text{зол}} = f(\varepsilon, p_{\text{дв}})$ через золотниковий розподільник приводу [9]; $k_{3,3}$ – коефіцієнт зворотного зв'язку; $k_{\text{пер}}$ – коефіцієнт передачі; $k_{\text{д.о}}$ – коефіцієнт, що враховує вплив деформації опори кріплення РП на величину неузгодженості на золотнику.

У табл. 1 наведено значення кінематичних коефіцієнтів для РП різних кінематичних схем, що розглядаються, де l_1 , l_2 – плечі вхідної качалки приводу.

Таблиця 1

Значення кінематичних коефіцієнтів РП

Параметр	Схема РП	
	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 $k_{\text{пер}}$	+1	$-l_2 / l_1$
Коефіцієнт $k_{\text{д.о}}$	0	+1

Подальші дослідження динамічних властивостей РП проводилися з використанням методів теорії автоматичного керування. При цьому використовувалися такі загальноновизнані поняття, як:

– добротність приводу $D = k_v k_{3,3}$, де $k_v = k_{Q_\varepsilon} / F$ – коефіцієнт підсилення РП за швидкістю;

– коефіцієнт жорсткості механічної характеристики приводу в розрахунковій точці $B = F^2 / (k_{Q_p} + k_{\text{вит}})$;

– жорсткість робочої рідини у порожнинах гідроциліндра РП $C_T = 2E_{\text{рід}}^* F / W_k$, де $E_{\text{рід}}^*$ – приведений модуль пружності робочої рідини з урахуванням жорсткості стінок гідроциліндра РП [8]; W_k – об'єм робочих камер гідроциліндра приводу.

У разі проведення досліджень стійкості та протифлатерних властивостей РП, що використовуються в СК військово-транспортних і пасажирських літаків, можливе суттєве зниження порядку системи диференціальних рівнянь (1) 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, 7].

Проведені дослідження також показують, що наявність позиційного аеродинамічного навантаження $R_{\text{ш}} = M_{\text{ш}} / r = C_{\text{ш}} z$, де $M_{\text{ш}}$ – 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, 7]. З огляду на це для оцінки стійкості та інших динамічних властивостей РП можна не враховувати вплив позиційного аеродинамічного навантаження, зважаючи що $C_{\text{ш}} = 0$.

Будемо також вважати, що вихідна ланка РП безпосередньо з'єднана з секцією рульової поверхні літака. В цьому випадку пружністю силової проводки керування у

порівнянні з пружністю опори кріплення РП можна зневажати ($C_{\text{пр}} \gg C_0$) і прийняти, що $y = z$, $h^e + k_B^e = h^\Sigma$.

З урахуванням прийнятих припущень система рівнянь (1) може бути зведена до диференціального рівняння третього степеня

$$a_3 \ddot{z}(t) + a_2 \dot{z}(t) + a_1 z(t) + a_0 z(t) = b_0 x_{\text{вх}}(t), \quad (2)$$

де $a_3 = \left(\frac{m}{C_0} + \frac{m}{C_\Gamma} \right)$; $a_2 = \left(\frac{h^\Sigma}{C_0} + \frac{h^\Sigma}{C_\Gamma} + \frac{m}{B} + \frac{Dm}{C_0} \frac{k_{\text{д.о}}}{k_{3.3}} \right)$; $a_1 = \left(1 + \frac{h^\Sigma}{B} + \frac{h^\Sigma D}{C_0} \frac{k_{\text{д.о}}}{k_{3.3}} \right)$; $a_0 = D$;

$$b_0 = Dk_{\text{пер}}.$$

Застосувавши до рівняння (2) перетворення Лапласа, маємо

$$(a_3 S^3 + a_2 S^2 + a_1 S + a_0) z(S) = b_0 x_{\text{вх}}(S), \quad (3)$$

де S – оператор Лапласа.

Для оцінки стійкості РП розглянемо його характеристичне рівняння, яке можна отримати з рівняння (3), прирівнюючи його праву частину до нуля. Маємо

$$a_3 S^3 + a_2 S^2 + a_1 S + a_0 = 0. \quad (4)$$

Для забезпечення стійкості гідравлічного слідкуючого РП необхідно, щоб його добротність D була меншою за критичну добротності $D_{\text{кр}}$, величина якої визначається на підставі застосування критерію Гурвіца [9] до рівняння (4)

$$D_{\text{кр}} = \frac{\frac{h^\Sigma}{C_0} + \frac{h^\Sigma}{C_\Gamma} + \frac{m}{B}}{m \left[\frac{1}{C_\Gamma} + \frac{1}{C_0} \left(1 - \frac{k_{\text{д.о}}}{k_{3.3}} \right) \right]}. \quad (5)$$

Аналіз виразу (5) для критичної добротності приводу показує, що на стійкість РП суттєвий вплив має пружність робочої рідини в порожнинах гідроциліндру приводу (C_Γ) і обмежена жорсткість опори його кріпленні (C_0). Для збільшення запасів стійкості приводу необхідно максимально можливо збільшити величини C_Γ і C_0 . При цьому вплив обмеженої жорсткості опор кріплення РП на його стійкість буде суттєво залежить від кінематичної схеми приводу (від співвідношення $k_{\text{д.о}} / k_{3.3}$). Найбільшу стійкість буде мати РП, виконаний за схемою з оберненою кінематикою (схема «б» на рис. 1), для якого ($k_{\text{д.о}} / k_{3.3}$) > 1 (див. табл. 1).

Базуючись на основних положеннях теорії автоматичного керування подальший аналіз динамічних властивостей РП різних кінематичних схем проведемо з використанням передаточних функцій РП [2]:

– передаточної функції прямого ланцюга розімкнутого приводу $W_\Pi(S) = \frac{y(S)}{\varepsilon(S)}$;

– передаточної функції розімкнутого приводу $W_{\text{РП}}(S) = W_\Pi(S)k_{3.3}$;

– передаточної функції замкнутого приводу $\Phi_{\text{РП}}(S) = \frac{y(S)}{x_{\text{вх}}(S)} = \frac{W_\Pi(S)k_{\text{вх}}}{1 + W_\Pi(S)k_{3.3}}$.

Передаточна функція прямого ланцюга розімкнутого контуру приводу у разі відсутності аеродинамічного навантаження визначиться за виразом

$$W_{\Pi}(S) = \frac{k_v}{S(T_K^2 S^2 + 2T_K \xi_K S + 1)},$$

де T_K – стала часу коливальної ланки приводу, яка дорівнює $T_K \cong \sqrt{\frac{m(C_0 + C_r)}{C_0 C_r}} = \frac{1}{\omega_{\text{вл}}}$;

ξ_K – коефіцієнт відносного демпфірування, рівний

$$\xi_K \cong \frac{1}{2} \left[\frac{\sqrt{m \frac{C_0 C_r}{C_0 + C_r}}}{B} \left(1 + \frac{B}{C_0} \right) + \frac{h^{\Sigma}}{\sqrt{m \frac{C_0 C_r}{C_0 C_r}}} \right]; \quad \omega_{\text{вл}} - \text{недемпфірована частота власних}$$

коливань приводу.

Передаточна функція розімкнутого приводу за відсутністю аеродинамічного навантаження буде дорівнювати

$$W_{\text{пр}}(S) = \frac{k_{3.3}}{T_i S(T_K^2 S^2 + 2\xi_K T_K S + 1)},$$

де $T_i = \frac{1}{k_v} = \frac{F}{k_{Q\varepsilon}}$ – стала часу інтегруючої ланки приводу.

При замиканні приводу жорстким зворотним зв'язком за положенням вихідної ланки його передаточна функція буде дорівнювати

$$\Phi_{\text{пр}}(S) = \frac{Dk_{\text{пер}}}{T_K^2 S^3 + 2\xi_K T_K S^2 + S + D}.$$

Таким чином, РП може бути поданий у вигляді добутку підсилювальної, інтегруючої і коливальної ланок, охоплених жорстким зворотним зв'язком за положенням вихідної ланки.

Запаси стійкості РП за амплітудою (ΔL) і за фазою (γ) можуть бути визначені за логарифмічними частотними характеристиками його розімкнутого контуру, побудованими з використанням передаточної функції $W_{\text{пр}}(S)$ (рис. 2) [2, 8, 9].

Для РП сучасних літаків величина D лежить в межах 20...50 с⁻¹ і визначає швидкодію приводу. Збільшення добротності приводу розширює смугу частот $\omega_{\text{п.п}}$, що пропускаються приводом, але зменшує запаси його стійкості.

На рис. 3 наведено логарифмічні частотні характеристики розімкнутого контуру РП різних кінематичних схем, які мають однакову добротність D і відносно велике однакове інерційне навантаження на вихідній ланці при жорсткості опори кріплення $C_0 = 10^5$ Н/мм.

Аналіз наведених логарифмічних характеристик показує, що РП, побудовані за схемою з «оберненою» кінематикою (схема «б» на рис. 1), мають суттєво більші запаси стійкості за амплітудою (ΔL) по відношенню до РП із золотниковими розподільниками у рухомому корпусі, а запаси стійкості за фазою (γ) практично однакові для РП різних кінематичних схем.

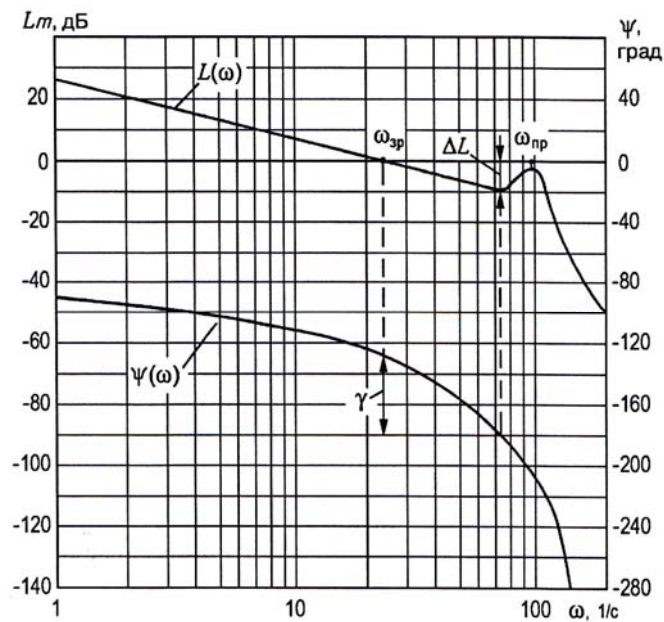


Рис. 2 – Типові логарифмічні частотні характеристики розімкнутого контуру РП

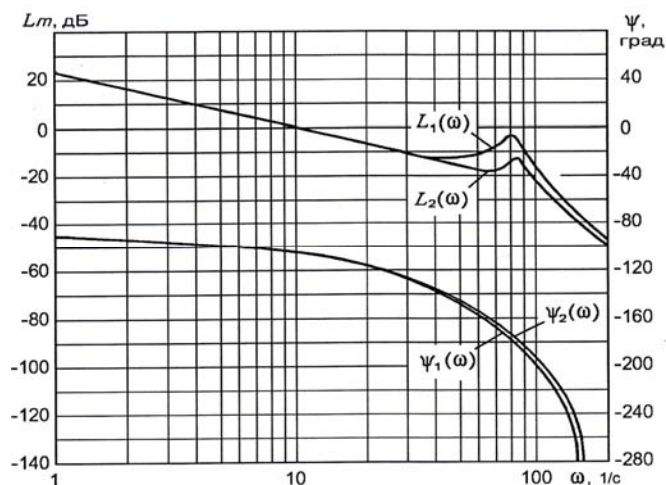


Рис. 3 – Логарифмічні частотні характеристики розімкнутого контуру РП, побудованих за різними кінематичними схемами:
1 – схема «а»; 2 – схема «б»

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, таким 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 зворотний зв'язок за навантаженням. Достатні запаси стійкості дозволяють підвищити добротність РП з «оберненою» кінематикою, збільшуючи, тим самим, швидкість приводу і смугу частот, що пропускає привод. Відносним недоліком РП з «оберненою» кінематикою є менша у порівнянні з РП інших кінематичних схем статична точність позиціонування, що необхідно враховувати при їх застосуванні.

Дослідження динамічної жорсткості та протифлатерних властивостей РП

Характеристики динамічної жорсткості приводу і його протифлатерні властивості в загальному вигляді розглянуто в роботах [2, 4, 5, 12].

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

Динамічна жорсткість РП $G(S)$ 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

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

РП, який встановлено 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 літака.

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

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

$$G(S) = G_0 \frac{T_1 S + 1}{T_2 S + 1} \approx G_0 \frac{TS + 1}{\frac{G_0}{G_\infty} TS + 1}, \quad (6)$$

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 $\omega \rightarrow \infty$.

Для РП розглянутих кінематичних схем значення G_∞ визначається жорсткістю опори кріплення C_o , приведеною жорсткістю силової проводки керування $C_{пр}$, гідравлічною жорсткістю C_r виконавчого гідродвигуна приводу і не залежить від кінематичної схеми приводу

$$G_\infty = \frac{1}{\frac{1}{C_o} + \frac{1}{C_{пр}} + \frac{1}{C_r}} = C_\Sigma. \quad (7)$$

Проте статична жорсткість РП буде істотно залежати від його кінематичної схеми і може бути приблизно визначена як

$$G_0 \approx \frac{1}{\frac{k_{Qp} + k_{виг}}{k_{Q\varepsilon} k_{3.3} F} + \frac{k_{д.о}}{k_{3.3}} \frac{1}{C_o} + \frac{1}{C_{пр}}} = \frac{1}{\frac{T}{B} + \frac{k_{д.о}}{k_{3.3}} \frac{1}{C_o} + \frac{1}{C_{пр}}}. \quad (8)$$

Аналіз виразів (6), (7) показує, що $\lim_{\omega \rightarrow \infty} G(j\omega) = G_\Sigma$, 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 вносить у пружну систему «рульова поверхня – рульовий привод – опори кріплення приводу» додаткову 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 у виразі (8) (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 [6, 7]

$$\varphi(\omega) = -\arctg \frac{G_0}{G_\infty} T\omega + \arctg T\omega \quad \text{при } G_0 > 0$$

або

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

Проведені дослідження показують, що на характеристики динамічної жорсткості гідромеханічного рульового приводу істотний вплив має його кінематична схема. Це пов'язане 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 $\Delta\epsilon$, 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. 4 представлено типові логарифмічні частотні характеристики динамічної жорсткості рульових приводів, кінематичні схеми яких наведено на рис. 1.

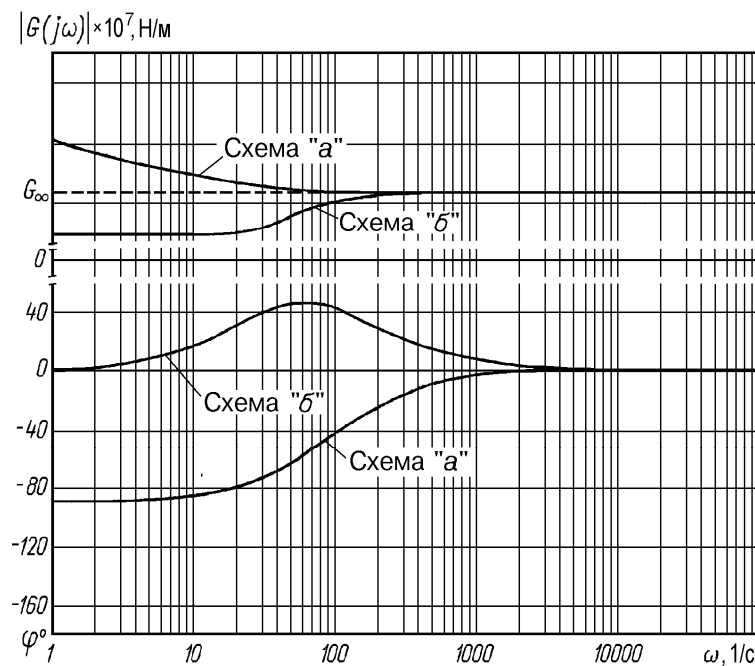


Рис. 4 – Типові логарифмічні частотні характеристики динамічної жорсткості РП різних кінематичних схем

З аналізу наведених характеристик випливає, що найбільшу стійкість і найкращі протифлатерні властивості мають РП, виконані за схемою з «оберненою» кінематикою, що обумовлено тим, що такі приводи мають фазочастотну 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 флатерних коливань рульової поверхні без застосування спеціальних коригувальних зворотних зв'язків.

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

$$\frac{G_\infty}{G_0} > 1 - \frac{h^e}{mD}, \quad (9)$$

де h^e – еквівалентний коефіцієнт в'язкого тертя у силовій частині бустерної системи керування; m – приведена маса рульової поверхні; D – добротність приводу.

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

Аналіз умови стійкості (9) підтверджує зроблений раніше висновок про підвищену стійкість РП з оберненою кінематикою. Їх застосування істотно спрощує вирішення проблеми стійкості бустерної системи керування літака за наявності великих інерційних навантажень і малого власного демпфірування рульової поверхні.

Таким чином, можна зробити висновок, що для забезпечення протифлатерних властивостей бустерної системи керування необхідно мати максимально можливу жорсткість силового контуру «рульова поверхня – рульовий привод – опора кріплення приводу» та використовувати РП з «оберненою» кінематикою (схема «б» на рис. 1), а також максимально підвищити жорсткість C_T гідравлічної пружини приводу (за рахунок максимального зменшення «мертвих» об'ємів рідини у його порожнинах та інших конструктивних доробок).

Висновки

1 На основі аналізу лінеаризованої математичної моделі роботи РП в системі бустерного керування літака отримано вираз для критичної добротності приводу, який дозволяє оцінити стійкість РП з урахуванням масового навантаження на вихідній ланці приводу, сил демпфірування в силовому контурі СК та реальних жорсткостей опори кріплення приводу, силової проводки керування і гідравлічної пружини робочої рідини в порожнинах гідродвигуна приводу.

2 Для комплексного вирішення проблеми стійкості РП системи керування літака рекомендується використовувати в силовому контурі бустерної системи керування РП із «оберненою» кінематикою (схема «б» на рис. 1) та максимально підвищити жорсткість C_T гідравлічної пружини приводу.

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

Список літератури: 1. *Абрамов, Є.І.* Гідравлічні слідкуючі приводи систем керування літальних апаратів: навч. посібник [Текст] / Є.І. Абрамов, Г.Й. Зайончковський. – К.: КМУЦА, 2000. – 224 с. 2. *Абрамов, Є.І.* Проектування систем керування літальних апаратів. Системи керування літака з гідромеханічним приводом: навч. посібник [Текст] / Є.І. Абрамов, Г.Й. Зайончковський. – К.: НАУ, 2005. – 188 с. 3. *Аэродинамика и динамика полета магистральных самолетов* [Текст] / под ред. академика РАН Г.С. Бюшгенса. – Москва – Пекин: Изд. отдел ЦАГИ, Авиаизд. КНР, 1995. – 772 с. 4. *Гониодский, В.И.* Привод рулевых поверхностей самолетов [Текст] / В.И. Гониодский, Ф.И. Склянский, И.С. Шумилов. – М.: Машиностроение, 1974. – 320 с. 5. *Шумилов, И.С.* Системы управления рулями самолетов [Текст] / И.С. Шумилов. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2009. – 469 с. 6. *Гамынин, Н.С.* Гидравлический привод систем управления [Текст] / Н.С. Гамынин. – М.: Машиностроение, 1972. – 376 с. 7. *Проектирование следящих гидравлических приводов летательных аппаратов* [Текст] / А.И. Баженов, Н.С. Гамынин, В.И. Карев и др.; под ред. Н.С. Гамынина. – М.: Машиностроение, 1981. – 312 с. 8. *Гамынин, Н.С.* Гидравлические приводы летательных аппаратов: учебник для авиационных специальностей вузов [Текст] / Н.С. Гамынин, В.И. Карев, А.М. Потапов, А.М. Селиванов; под общ. ред. В.И. Карева. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1992. – 368 с. 9. *Инженерные исследования гидроприводов летательных аппаратов* [Текст] / под ред. Д.Н. Попова. – М.: Машиностроение, 1978. – 142 с. 10. *Ермаков, С.А.* Проектирование гидравлических систем машин [Текст] // Проектирование гидроприводов летательных аппаратов / С.А. Ермаков. – М.: Машиностроение, 1992. – С. 12-19. 11. *Шумилов, И.С.* Системы управления рулями самолетов [Текст] / И.С. Шумилов. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2009. – 469 с. 12. Вибір параметрів і розрахунок характеристик гідравлічних слідкуючих рульових приводів систем керування літаків [Текст]: метод. рекомендації / Г.Й. Зайончковський, В.В. Довгань, Є.М. Голиченко. – К.: НАУ, 2000. – 76 с.

Надійшла до редколегії 18.09.13

УДК 529.735.064

Визначення запасів стійкості та протифлаттерних властивостей гідравлічних слідкуючих рульових приводів систем керування літаків [Текст] / Г.Й. Зайончковський // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХП», 2014. – № 1(1044). – С. 99-109. – Бібліогр.: 12 назв. – ISSN 2078-774X.

Проведен сравнительный анализ устойчивости и протифлаттерных свойств гидравлических следящих рулевых приводов разных кинематических схем, которые используются в системах управления самолетов. Обоснованы рекомендации относительно использования в системах управления самолетов гидравлических следящих рулевых приводов с «перевернутой» кинематикой, которые имеют повышенные запасы устойчивости и протифлаттерные свойства.

Ключевые слова: гидравлический следящий рулевой привод, система управления самолета, запас устойчивости, протифлаттерные свойства, кинематическая схема привода.

This article depicts the comparative analysis of stability and antifiutter properties of hydraulic servo rudder drives with different kinematics that are used in aircraft control systems. This paper gives justified recommendations about the use in aircraft control systems of hydraulic servo rudder drives with inverted kinematics that have higher stability margin and antifiutter properties.

Keywords: hydraulic servo rudder drive, control system of the aircraft, the stability margin, antifiutter properties, kinematics of the drive.

УДК 622.753:622.648.24

Ю.М. РИКУНІЧ, генеральний директор ПАТ «КЦКБА», Київ

ВИЗНАЧЕННЯ ЗАПАСІВ ПРАЦЕЗДАТНОСТІ ПНЕВМАТИЧНИХ ЕЛЕКТРОМАГНІТНИХ КЛАПАНІВ

Запропонована методика визначення запасів працездатності пневматичних електромагнітних клапанів під час проектування, яка базується на прогнозуванні можливих змін технічного стану елементів і вузлів клапана під дією експлуатаційних навантажень під час виробітку ресурсу. Результати досліджень впроваджено в практику проектування малогабаритних пневматичних електромагнітних клапанів у ПАТ «Київське центральне конструкторське бюро арматуробудування» (КЦКБА).

Ключові слова: електромагнітний клапан, запас працездатності, прогнозування, зміна технічного стану, ресурс, функціональний параметр, міцність, руйнування від втоми, енергетичний критерій.

Вступ

Розвиток сучасної авіаційної і космічної техніки (АКТ) вимагає суттєвого скорочення термінів розробки і впровадження нових виробів АКТ, що відповідають підвищеним вимогам до їх надійності і безвідмовності. Повною мірою ці вимоги відносяться до розробки малогабаритних електромагнітних клапанів (ЕМК) систем обладнання АКТ. Проте традиційні шляхи розробки ЕМК залишаються недостатньо ефективними й вже не відповідають вимогам часу. Потрібно впровадження нових, більш ефективних підходів до їх розробки. Один з таких підходів складається у використанні науково обґрунтованих методів визначення запасів працездатності клапанів на підставі прогнозування можливих експлуатаційних змін технічного стану малогабаритних ЕМК на етапі проектування. Це дозволяє ще на стадії ескізного проектування:

- виявляти ті експлуатаційні впливи на працездатність і надійність клапанів, для визначення яких при традиційному підході потрібно проведення довготривалих і витратних ресурсних випробувань;
- виявити експлуатаційні фактори та їх рівні, що найсуттєвіше впливають на зародження й розвиток деградаційних змін в конструктивних елементах і вузлах клапана;
- визначати елементи конструкції клапана, що лімітують його ресурс;
- своєчасно розробити конкретні заходи щодо вдосконалювання конструкції клапана й забезпечення необхідного рівня його надійності й безвідмовності під час експлуатації.

Таким чином можна зробити висновок, що використання науково обґрунтованих методів визначення запасів працездатності малогабаритних ЕМК систем обладнання АКТ під час проектування дає можливість реалізовувати значну частину заходів щодо вдосконалення конструкції клапана і забезпечення вимог до його надійності і безвідмовності ще на стадії розробки проектної документації. Це дозволяє істотно скоротити час і підвищити ефективність дослідно-конструкторських робіт по розробці сучасних малогабаритних електромагнітних клапанів систем обладнання АКТ. Цим обґрунтовується актуальність проведення даних досліджень.

Мета досліджень

Розробити науково обґрунтовану методику визначення під час проектування запасів працездатності пневматичних електромагнітних клапанів на підставі прогнозування можливих змін технічного стану деталей і вузлів клапанів та їх вихідних функціональних параметрів під час виробітку ресурсу.

Результати досліджень

Досвід проектування малогабаритних ЕМК систем обладнання АКТ показує, що до 70 % їх відмов в експлуатації пов'язані з виходом вихідних функціональних параметрів (ФП) клапанів за межі встановлених обмежень, а понад 30 % – унаслідок руйнування конструктивних елементів ЕМК, у більшості випадків стрижневих елементів рухомої системи (РС) їх електромагнітного приводу [1, 2]. Таким чином, для вибору запасів працездатності ЕМК на етапі проектування необхідно вирішення двох пов'язаних між собою задач: визначення параметричних запасів працездатності ЕМК за їх вихідними функціональними параметрами і визначення запасів утомної міцності конструктивних елементів клапана.

Алгоритм визначення запасів працездатності ЕМК, що проектується, наведено на рис. 1.

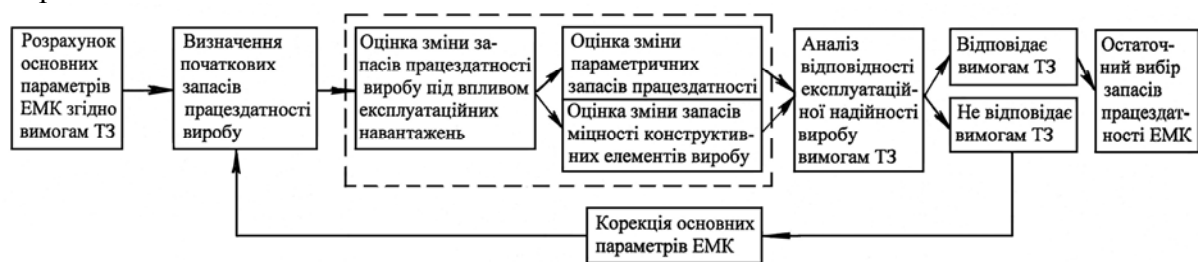


Рис. 1 – Алгоритм визначення запасів працездатності ЕМК на етапі проектування

Алгоритмом передбачається, що на початковій стадії проектування ЕМК на підставі вимог «Технічного завдання» (ТЗ) за типовими методиками проводиться розрахунок основних параметрів і характеристик проектованого виробу та визначаються початкові запаси його працездатності, що мають забезпечити необхідний рівень експлуатаційної надійності і безвідмовності клапана під час виробітку назначеного ресурсу.

Враховуючи досвід експлуатації клапанів-аналогів, а також результати ресурсних випробувань дослідних зразків виробу, що проектується, проводиться аналіз зміни запасів працездатності клапанів під впливом можливих експлуатаційних факторів (експлуатаційних навантажень). За результатами такого аналізу визначаються слабкі ланки проектованого виробу, що лімітують його ресурс, а також даються оцінки можливих експлуатаційних змін параметричних запасів працездатності виробу і змін запасів міцності його конструктивних елементів, особливо елементів, що лімітують ресурс виробу.

Оцінюється відповідність експлуатаційній надійності проектованого виробу вимогам ТЗ. Якщо прогнозований рівень експлуатаційної надійності проектованого виробу відповідає вимогам ТЗ стосовно нормованих показників надійності і безвідмовності, то приймається рішення щодо остаточного вибору його запасів працездатності. Якщо вимоги ТЗ стосовно нормованих показників надійності і безвідмовності не задовольняються, то проводиться корекція основних параметрів проектованого виробу, в тому числі параметрів і характеристик електромагнітного

приводу, параметрів конструктивних елементів клапана, що лімітує його ресурс. При необхідності вносяться відповідні зміни конструкційного матеріалу окремих деталей, технології їх виготовлення.

Для розробки методики визначення запасів працездатності пневматичних ЕМК як об'єкт досліджень було вибрано пневматичний клапан з двопозиційним поляризованим електромагнітним приводом розробки ПАТ «Київське центральне конструкторське бюро арматуробудування» (КЦКБА), конструктивну схему якого наведено на рис. 2.

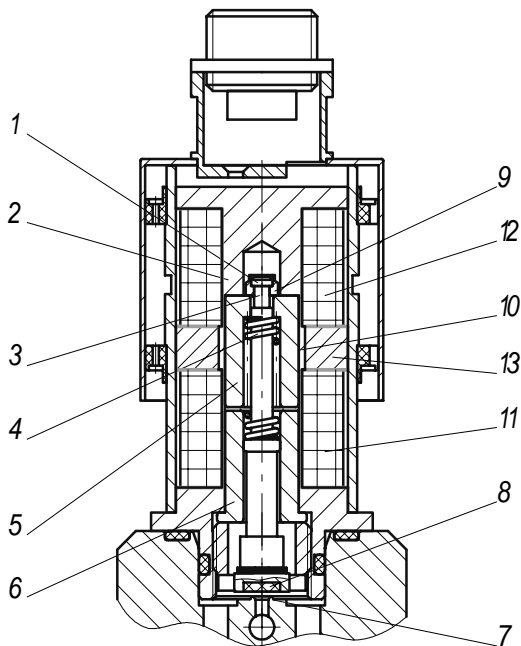


Рис. 2 – Конструктивна схема клапана з двопозиційним електромагнітним приводом:
 1 – головка штока; 2 – корпус електромагніта;
 3 – шток; 4 – буферна пружина;
 5 – повзун (якір); 6 – нижній стоп;
 7 – сідло; 8 – золотник; 9 – стопорна шайба;
 10 – трубка розподільна; 11 – обмотка закриття;
 12 – обмотка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

основних функціональних параметрів було проведено спеціальні ресурсні випробування зразків виробу у їх штатному виконанні до їх повної відмови.

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

Результати дефекації деталей і вузлів клапана показали, що в процесі виробітку ресурсу під дією експлуатаційних навантажень має місце наступні зміни технічного стану елементів рухомої частини електромагнітного приводу ЕМК:

– викрашування внаслідок утоми торцевих поверхонь контакту повзуна 5 і стопорної шайби 9 (див. рис. 1), що призводить до зміни їх взаємного положення;

Особливістю клапана є використання в якості приводу двопозиційного поляризованого електромагніта, який має наступні переваги в порівнянні з однопозиційним:

- менше споживання електроенергії;
- незначний розігрів обмоток електромагніта з огляду на короткочасність імпульсу (0,1...0,3 с);
- менші розміри обмоток електромагніта завдяки більш припустимій густині струму (30...200 А/мм²);
- підвищену надійність за рахунок того, що ізоляція обмотки не перегрівается і не знаходиться тривалий час під напругою;
- не боїться випадкових збоїв в подачі електроживлення, зберігаючи задане положення клапана в знеструмленому стані.

Крім того, в багатьох випадках імпульсне керування дозволяє спростити схеми керування електромагнітним клапаном, оскільки виключає необхідність самоблокування командних реле в схемах керування.

Для оцінки експлуатаційних змін технічного стану клапанів цього типу та їх

- зміна форми стопорної шайби 9 і головки штока 3 внаслідок накопичення однобічних пластичних деформацій, зміна їх взаємного положення та накопичення втомних мікропошкоджень у матеріалі шийки штока 3;
- деградація рельєфу контактної поверхні повзуна 5 і верхнього стопа 2;
- створення канавки на поверхні гумового ущільнення золотника 8 внаслідок ударного циклічного контактування золотника 8 і сідла 7;
- деградація торцевих поверхонь контакту повзуна 5 і нижнього стопа 6;
- зношування хімікелевого покриття поверхонь повзуна 5 і розподільної трубки 10.

Суттєво змінюється положення повзуна 5 відносно шайби 9 і штока 3 внаслідок виробки кільцевої канавки на торцевій поверхні повзуна (c'') та пластичної деформації деталей 3 і 9 на величину c' (рис. 3), що призводить до зменшення ходу золотника на величину

$$\Delta x_{\text{зол}} = c' + c'',$$

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

Накопичення утомних мікрореформацій у матеріалі штока призводить після певної кількості спрацьовувань клапана до руйнування шийки штока і повної відмови ЕМК. Гістограму емпіричного розподілу числа відмов клапана унаслідок руйнування шийки штока від числа блок-циклів напрацювання наведено на рис. 4.

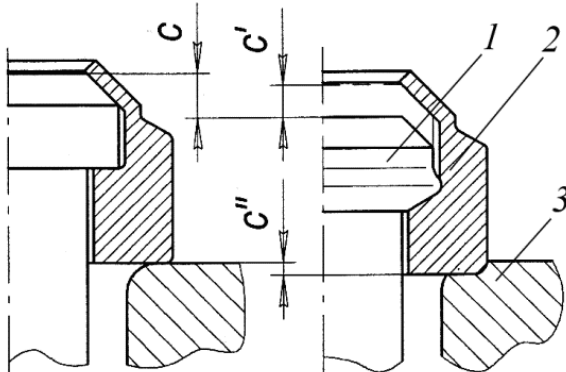


Рис. 3 – Зміна взаємного положення стопорної шайби, голівки штока і повзуна унаслідок їх деформацій під впливом експлуатаційних навантажень:

1 – голівка штока; 2 – стопорна шайба; 3 – повзун

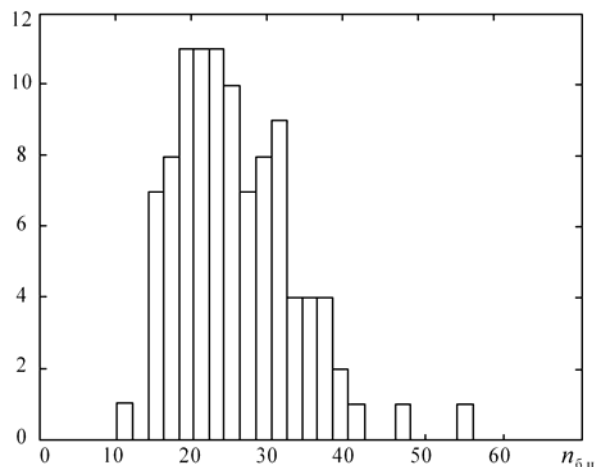


Рис. 4 – Гістограма емпіричного розподілу числа відмов клапана унаслідок руйнування шийки штока від числа блок-циклів напрацювання

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

Встановлено, що для ЕМК з двопозиційним електромагнітним приводом в процесі виробітку ресурсу має місце певне зменшення напруги $U_{\text{відкр}}$ і час $t_{\text{відкр}}$ відкриття клапану, певне збільшення напруги $U_{\text{закр}}$ і час $t_{\text{закр}}$ закриття і суттєве зменшення ходу $x_{\text{зол}}$ золотника клапана (рис. 5) за рахунок зміни положення повзуна відносно шайби і штока унаслідок виробітку кільцевої канавки на торцевій поверхні повзуна та пластичної деформації деталей клапана (в першу чергу шийки штока). При

зменшенні величини $x_{\text{зол}}$ до критичної (0,1 мм) має місце відмова клапана внаслідок його не відкриття.

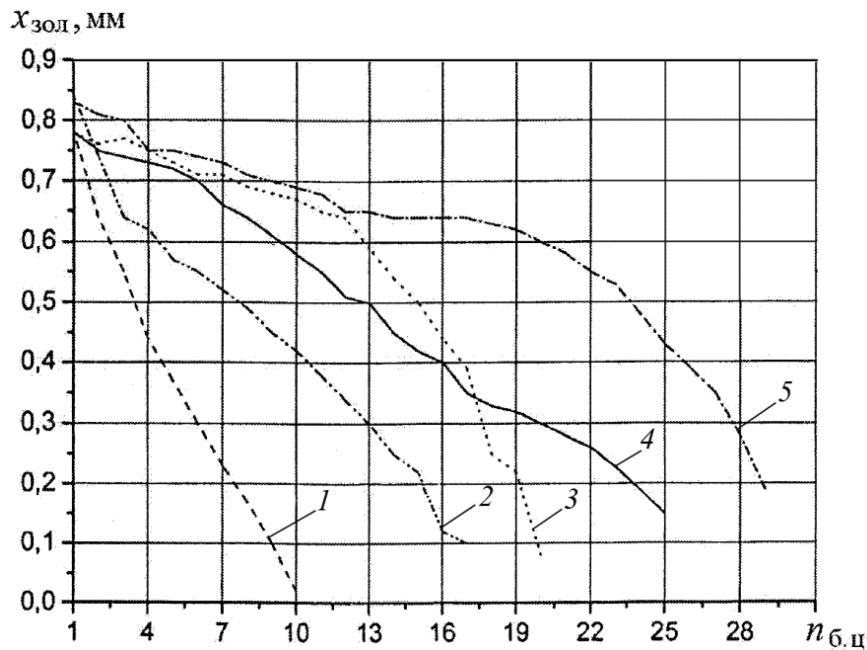


Рис. 5 – Залежності зміни ходу золотника п'яти зразків ЕМК від кількості блок-циклів напрацювання (1 блок-цикл = 20000 циклів): 1, 2, 3, 4, 5 – номери дослідних зразків клапана

Отримані експериментальні залежності були покладені в основу інженерної методики прогнозування експлуатаційних змін функціональних параметрів ЕМК даного типу в процесі виробітку ресурсу [3]. Подальшим розвитком цієї методики стала розробка методики визначення і наукового обґрунтування параметричних запасів працездатності малогабаритних ЕМК та запасів утомної міцності їх елементів, розроблена і впроваджена в практику проектування в ПАТ «Київське центральне конструкторське бюро арматуробудування» (КЦКБА).

Визначення параметричних запасів працездатності ЕМК. Припустимо, що процес функціонування ЕМК описується функціональними параметрами $y_1, y_2, \dots, y_i, \dots, y_x$ і для кожного з них в ТЗ визначені допустимі межі $[y_1]^{ТЗ}, [y_2]^{ТЗ}, \dots, [y_i]^{ТЗ}, \dots, [y_x]^{ТЗ}$.

Під запасом працездатності клапана за y_i -м ФП будемо розуміти різницю $\Delta y_i^{3n}(t)$ між нормованим за ТЗ значенням i -го параметру $[y_i]^{ТЗ}$ і його реалізацією $\hat{y}_i(t)$ у момент наробітку t , тобто $\Delta y_i^{3n}(t) = [y_i]^{ТЗ} - \hat{y}_i(t)$ у разі обмеження параметра зверху або $\Delta y_i^{3n}(t) = \hat{y}_i(t) - [y_i]^{ТЗ}$ у разі обмеження параметра знизу.

Під коефіцієнтом запасу працездатності клапана за y_i -м ФП $\eta_{y_i}(t)$ розуміють співвідношення між нормованим за ТЗ значенням y_i -го ФП $[y_i]^{ТЗ}$ і його реалізацією $\hat{y}_i(t)$ у момент наробітку t , тобто $\eta_{y_i}(t) = [y_i]^{ТЗ} / \hat{y}_i(t)$ у разі обмеження параметра зверху або $\eta_{y_i}(t) = \hat{y}_i(t) / [y_i]^{ТЗ}$ у разі обмеження параметра знизу.

Необхідно визначити на етапі проектування ЕМК такі значення запасів працездатності за його вихідними ФП $\Delta y_{i0}^{3n}(t_0)$ та відповідних коефіцієнтів запасу

працездатності $\eta_{y_{i0}}(t_0)$, що забезпечили би протягом усього періоду експлуатації клапана перебування ФП у межах допустимої області із заданою ймовірністю $[P_{y_i}]^{\Gamma_3}$.

Визначення параметричних запасів працездатності ЕМК за змінами їх основних функціональних параметрів будується на ймовірнісних оцінках можливості виходу ФП клапана за доступні межі в будь-який довільний момент експлуатації. При цьому необхідно вирішення цієї задачі для двох випадків обмеження y_i -го ФП клапана: зверху й знизу.

Приймаємо наступні припущення:

– зміна ФП $y_i(t)$ клапана протягом періоду його експлуатації являє собою випадковий процес із нормальним розподілом;

– зміна детермінованої основи (математичного очікування) y_i -го ФП $m_{y_i}(t)$ може бути представлена монотонно-зростаючої (чи монотонно-спадною) степеневою функцією від наробітку t виду $m_{y_{iN}}(t) = m_{y_{i0}}(t_0) + ct^\alpha$ або в залежності від кількості блок-циклів спрацьовування $n_{б.ц}$ виду $m_{y_{iN}}(n_{б.ц}) = m_{y_{i0}} + kn_{б.ц}^\beta$, де c і k – коефіцієнти, що визначають швидкість зміни математичного очікування $m_y(t)$ y_i -го ФП відповідно від наробітку t або блок-циклів спрацьовування клапана $n_{б.ц}$; α , β – відповідні коефіцієнти степеневої функції; окремим випадком степеневої функції за $\alpha = 1$ (чи $\beta = 1$) розглядається лінійний закон зміни математичного очікування параметра $m_{y_i}(t)$ y_i -го ФП;

– закон розподілу y_i -го ФП в кожному t_i -му перерізі процесу експлуатації не змінюється протягом заданого наробітку.

Для обґрунтування першого припущення було проаналізовано результати приймально-здавальних та ресурсних випробувань електромагнітних клапанів різних типів (з різними електромагнітними приводами) розробки КЦКБА. Дослідження масивів отриманих значень ФП ЕМК із застосуванням критеріїв згоди Персона і Колмогорова дало можливість установити, що розподіл значень більшості ФП підкоряється нормальному закону, так як коефіцієнти їх варіації не перевищують значення $v = 0,3$ [1, 2].

У разі обмеження y_i -го ФП клапана зверху (або знизу) оцінка імовірності безвідмовної роботи ЕМК за змінами їх ФП може бути одержана з «рівняння зв'язку»:

$$P_{y_i}(t, n) = F(u_{y_i});$$

$$u_{y_i} = ([y_i]_{\text{в}}^{\Gamma_3} - m_{y_{in}}) / \hat{S}_{y_{in}} = \frac{[y_i]_{\text{в}}^{\Gamma_3} - m_{y_{in}}}{m_{y_{in}} v_{y_{in}}}, \text{ якщо } y_i \leq [y_i]_{\text{в}}^{\Gamma_3}$$

або

$$u_{y_i} = (\bar{y}_{i_n} - [y_i]_{\text{н}}^{\Gamma_3}) / \hat{S}_{y_{in}} = \frac{\bar{y}_{i_n} - [y_i]_{\text{н}}^{\Gamma_3}}{\bar{y}_{y_{in}} v_{y_{in}}}, \text{ якщо } y_i \leq [y_i]_{\text{н}}^{\Gamma_3},$$

де $F(\cdot)$ – знак функції нормованого нормального розподілу; u_{y_i} – квантиль розподілу y_i -го параметра; $m_{y_{in}}$, $\hat{S}_{y_{in}}$ та $v_{y_{in}}$ – вибіркові оцінки математичного очікування, середнього квадратичного відхилення і коефіцієнта варіації y_i -го ФП клапана після $n_{б.ц}$ блок-циклів відпрацювання.

Одержано наступні аналітичні вирази для визначення коефіцієнтів запасів параметричної працездатності клапана за його y_i -го ФП для початкового технічного стану виробу:

– у разі обмеження y_i -го ФП зверху

$$\eta_{y_{i0}} = 1 + [u_{y_i}]^{\Gamma_3} (v_{y_{i0}} + \Delta v_{y_{in}}) + \frac{[y_i]_{\text{в}}^{\Gamma_3} (m_{y_{in}} - m_{y_{i0}})}{m_{y_{i0}} m_{y_{in}}}; \quad (1)$$

– у разі обмеження y_i -го ФП знизу

$$\eta_{y_{i0}} = \frac{1}{1 - [u_{y_i}]^{\Gamma_3} \cdot v_{y_{in}}} + \frac{k_{y_i} n_{\text{б.ц}}^{\text{б}}}{[y_i]_{\text{н}}^{\Gamma_3}}. \quad (1a)$$

Таким чином, для визначення параметричного коефіцієнта запасу $\eta_{y_{i0}}$ за y_i -м ФП клапана на етапі проектування необхідні наступні статистичні дані:

– відомості про вихідне значення математичного очікування $m_{y_{i0}}$ й коефіцієнта варіації $v_{y_{i0}}$;

– дані щодо прогнозованих значень $m_{y_{in}}$ та $v_{y_{in}}$ у перерізі процесу, що відповідає наробітку $n_{\text{б.ц}}$;

– відомості про характер зміни ФП із наробітком $m_{y_{in}} = f(n_{\text{б.ц}})$.

Ці необхідні статистичні дані визначаються на підставі узагальнення досвіду експлуатації клапанів-аналогів, а також за результатами ресурсних випробувань дослідних зразків клапана, що проектується.

Визначені за розробленим підходом параметричні запаси працездатності ЕМК дозволяють обґрунтувати на етапі проектування необхідні вихідні значення y_{i0} параметрів проектованого клапана перед початком регулярної експлуатації з урахуванням вимог ТЗ щодо експлуатаційної надійності виробу.

Визначення запасів утомної міцності механічних елементів ЕМК, що лімітують їх ресурс. Експериментальні ресурсні випробування ЕМК показали, що критичним елементом ЕМК з двопозиційним електромагнітним приводом є стрижневий елемент – шток рухомої частини електромагнітного приводу клапана, який працює в умовах значних імпульсних циклічних навантажень.

В роботі [4] показано, що для таких випадків навантаження доцільно використовувати енергетичні критерії оцінки працездатного стану стрижневих елементів ЕМК. Встановлено, що процес накопичення ушкоджень від утомленості в елементах ЕМК з двопозиційним електромагнітним приводом, які зазнають значних динамічних циклічних навантажень, безпосередньо пов'язаний з величиною питомої кінетичної енергії переміщення рухомої системи приводу E_k^{PC} .

При спрацьовуванні клапана певна частина кінетичної енергії рухомої системи електромагнітного приводу ЕМК переходить у потенційну енергію деформації конструкційного матеріалу штока, а решта кінетичної енергії розсіюється унаслідок тертя або у спеціально встановленому демпфувальному елементі. Зі збільшенням кількості спрацьовувань ЕМК кількість таких переходів частини кінетичної енергії рухомої системи клапана у потенційну енергію деформації матеріалу штока зростає, що при певному наробітку призводить до руйнування шийки штока від утоми. Таким чином, з енергетичної точки зору умовою не руйнування шийки штока під час виробітку ресурсу клапана буде нерівність

$$E_k^{PC}(1 - K_{роз})n_{б.ц} < E_{ккр}^{\Sigma}, \quad (2)$$

де E_k^{PC} – питома кінематична енергія рухомої системи електромагнітного приводу клапана, яка у першому наближенні може бути визначена як $E_k^{PC} = \frac{mV_{сер}^2}{2} / f_{шт\min}$; m – маса рухомої системи приводу; $V_{сер}$ – середня швидкість переміщення штока; $f_{шт\min}$ – мінімальна площа поперечного перетину штока (площа поперечного перетину шийки штока); $K_{роз}$ – коефіцієнт розсіювання кінетичної енергії, що залежить від кінетичної схеми рухомої системи електромагнітного приводу і наявності в ньому елемента демпфування; $n_{б.ц}$ – кількість блок-циклів спрацьовування клапана; $E_{ккр}^{\Sigma}$ – критичне значення накопиченої в конструкційному матеріалі штока енергії деформації, що призводить до руйнування шийки штока.

Середня швидкість переміщення штока $V_{сер}$ у першому, достатньому для інженерних розрахунків наближенні може бути визначена як $V_{сер} = h/\tau$, де h – переміщення штока клапана при його спрацьовуванні; τ – час спрацьовування клапана.

З виразу (2) можна визначити критичне значення питомої кінетичної енергії рухомої системи електромагнітного приводу клапана $E_{ккр}^{PC}$, перевищення якого для даного конструкційного матеріалу штока призводить до його руйнування:

$$E_{ккр}^{PC} = \frac{E_{ккр}^{\Sigma}}{(1 - K_{роз})n_{б.ц}}.$$

Значення $E_{ккр}^{PC} = f(n_{б.ц})$ буде залежить від кількості спрацьовувань клапана і являє собою параболу. Збільшення коефіцієнту розсіювання $K_{роз}$ за рахунок введення у рухому систему електромагнітного приводу клапана спеціального елемента демпфірування робить цю параболу більш пологою і збільшує кількість можливих спрацьовувань клапана до руйнування його стрижневого елемента (штока).

Критичний рівень кінетичної енергії рухомої система даної конструкції ЕМК і відповідний йому критичний рівень накопиченої в стрижневому елементі клапана потенційної енергії руйнування визначався експериментально. На рис. 6 наведено експериментально отримані залежності кількості циклів напрацювання ЕМК до руйнування їх штоків, виготовлених зі сталі 08X18N10T, від рівня питомої кінетичної енергії рухомої частини електромагнітного приводу клапана (аналогічні залежності отримано і для інших конструкційних матеріалів, що використовуються для виготовлення стрижневих елементів ЕМК). Використовуючи отримані залежності для кожного рівня питомої кінетичної енергії рухомої частини електромагнітного приводу клапана $E_{к_i}^{PC}$ можна визначити граничну кількість спрацьовувань n_{p_i} клапана, перевищення якої може призвести до руйнування штока клапана від втоми. При цьому слід зауважити, що на кожному рівні $E_{к_i}^{PC}$ значення n_{p_i} мають природне розсіювання, яке визначається середнім квадратичним відхиленням S_{n_p} .

Для запобігання руйнуванню стрижневих елементів клапанів під час виробітку ресурсу необхідно, щоб робоча точка, яка визначається співвідношенням питомої кінетичної енергії рухомої частини клапана E_k^{PC} і визначеною за ТЗ або за технічними умовами (ТУ) необхідною кількістю циклів спрацьовувань в процесі експлуатації

$[n_{ц}]^{Г3}$, знаходилася нижче залежностей, наведених на рис. 6. Збільшення ресурсу стрижневих елементів клапана може бути досягнуто як за рахунок зменшення кінетичної енергії рухомої частини електромагнітного приводу клапана, так і за рахунок удосконалення його конструкції, введення демпфувального елемента у рухому частину електромагнітного приводу клапана.

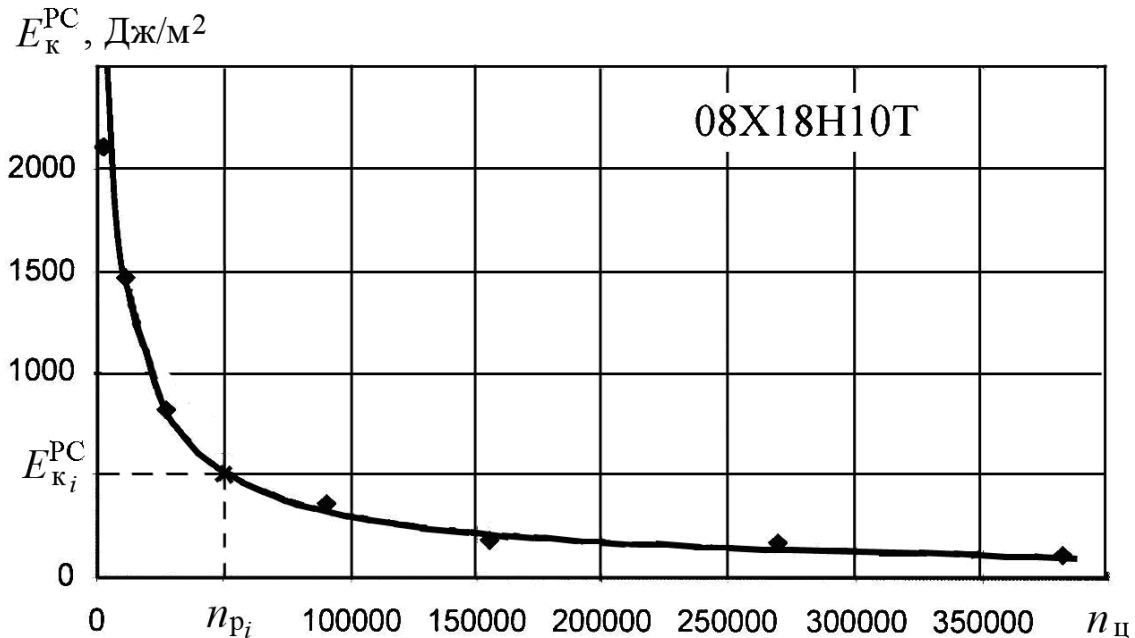


Рис. 6 – Залежності напрацювання до руйнування штока ЕМК від рівня питомої енергії переміщення рухомої частини електромагнітного приводу клапана

Визначимо запас працездатності стрижневого елемента ЕМК (штока) за критерієм питомої кінетичної енергії рухомої системи електромагнітного приводу клапана η_E як співвідношення

$$\eta_E = \frac{(E_k^{PC})_{n_p}}{(E_k^{PC})_0},$$

де $(E_k^{PC})_{n_p}$ – експериментально визначена для даного конструктивного виконання клапана критична величина питомої кінетичної енергії електромагнітного приводу ЕМК, для якого при напрацюванні n_p має місце руйнування його стрижневого елемента; $(E_k^{PC})_0$ – питома кінетична енергія рухомої системи електромагнітного клапана при нульовому наробітку (нового клапана).

Припускаючи, що величини $(E_k^{PC})_0$ і $(E_k^{PC})_{n_p}$ мають розподіли, близькі до нормального, а їх середньоквадратичні відхилення мало відрізняються між собою, можна вважати, що і їх коефіцієнти варіації теж будуть мало відрізнятися між собою, тобто $v_{(E_k^{PC})_0} \approx v_{(E_k^{PC})_{n_p}} \approx v_{E_{k0}} = \text{const}$. З урахуванням цього припущення отримано наступну аналітичну залежність для визначення на етапі проектування запасів міцності від утоми стрижневих елементів ЕМК з двопозиційним електромагнітним приводом

$$\eta_E \approx 1,414[u]^{Г3} \cdot v_{E_{k0}} + 1, \quad (3)$$

де $[u]$ – квантиль нормального розподілу; $v_{E_{k0}}$ – коефіцієнт варіації параметра $(E_k^{PC})_0$ в початковому перетині процесу.

Якщо величини $(E_k^{PC})_0$ і $(E_k^{PC})_{np}$ мають розподіли, що відрізняються від нормального (наприклад, логарифмічно-нормальний закон, якому часто відповідають статистичні розподіли довговічності конструктивних матеріалів при руйнуваннях від втоми [5]), то коефіцієнт запасу η_E може бути визначено за формулою

$$\eta_E \approx k_\chi (1,414[u]^{T^3} \cdot v_{E_{k0}} + 1), \quad (3a)$$

де k_χ – поправковий коефіцієнт, що враховує відміну закону розподілу величин $(E_k^{PC})_0$ і $(E_k^{PC})_{np}$ від нормального.

Значення коефіцієнта k_χ визначаються на підставі ресурсних випробувань клапанів-аналогів і уточнюються за результатами експериментальних досліджень дослідних зразків клапана, що проектується.

Для визначення рівня питомої кінетичної енергії переміщення рухомої системи ЕМК, що проектується, який забезпечує потрібну імовірність неруйнування стрижневого елемента ЕМК під час виробітку ресурсу, рекомендуються наступні аналітичні залежності:

$$(E_k^{PC})_0 = \frac{(E_k^{PC})_{np}}{1,414[u]^{T^3} \cdot v_{E_{k0}} + 1} \quad \text{або} \quad (E_k^{PC})_0 = \frac{(E_k^{PC})_{np}}{k_\chi (1,414[u]^{T^3} \cdot v_{E_{k0}} + 1)}.$$

Представлені вище теоретичні основи визначення запасів працездатності пневматичних електромагнітних клапанів були покладені в основу розробленого стандарту підприємства СТУ КЦКБА–273:2012 «Методика розрахунку запасів працездатності електромагнітних клапанів при проектуванні».

Висновки

1 Запропоновано алгоритм визначення запасів працездатності ЕМК на етапі проектування, який враховує особливості зміни технічного стану клапанів в процесі виробітку ресурсу.

2 Отримані аналітичні вирази (1) і (1a) для визначення запасів працездатності за їх функціональними параметрами, реалізація яких забезпечує з необхідною ймовірністю не вихід функціональних параметрів клапана за межі встановлених обмежень в процесі виробітку ресурсу.

3 Отримана аналітичні залежності (3) і (3a) для визначення коефіцієнту запасу втомної міцності стрижневих елементів ЕМК з двопозиційним електромагнітним приводом, які ґрунтуються на залежності кількості спрацьовувань клапана до руйнування його стрижневого елемента (штока) від питомої кінематичної енергії рухомої системи електромагнітного приводу.

4 Для різних конструкційних матеріалів експериментальним шляхом визначено залежності кількості циклів напрацювання ЕМК з двопозиційним електромагнітним приводом до руйнування його стрижневого елемента від рівня питомої енергії переміщення рухомої системи приводу.

5 Результати досліджень впроваджені у виробництва у вигляді розробки стандарту підприємства СТУ КЦКБА–273:2012 «Методика розрахунку запасів працездатності електромагнітних клапанів при проектуванні».

Список литературы: 1. Хильчевский, В.В. Надежность трубопроводной пневмогидроарматуры [Текст] / В.В. Хильчевский, А.Е. Ситников, В.А. Ананьевский. – М.: Машиностроение, 1989. – 208 с. 2. Ситников, А.Е. Отказы электромагнитных клапанов [Текст] / А.Е. Ситников // Вестник Национального технического университета Украины «Киевский политехнический институт». Машиностроение. – Вып. 42., Т. 2. – К.: НТУУ «КПИ», 2002. – С. 46-49. 3. Ситников, А.Е. Прогнозирование изменения функциональных параметров клапанов с электромагнитным приводом при выработке ресурса [Текст] / А.Е. Ситников, Я.Б. Федоричко, А.Г. Кучер, Г.И. Зайончковский, А.Ю. Сухоруков // Промислова гідраліка і пневматика. – 2004. – №3 (5). – С. 10-22. 4. Рикуніч, Ю.М. Оцінка утомленості елементів конструкції клапанів з електромагнітним приводом у разі циклічного імпульсного навантаження [Текст] / Ю.М. Рикуніч, О.Є. Ситніков, О.Г. Кучер, Г.Й. Зайончковський // Промислова гідраліка і пневматика. – 2009. – № 2 (24). – С. 61-65. 5. Комаров, А.А. Надежность гидравлических устройств самолетов [Текст] / А.А. Комаров. – М.: Машиностроение, 1976. – 224 с.

Надійшла до редколегії 20.09.13

УДК 622.753:622.648.24

Визначення запасів працездатності пневматичних електромагнітних клапанів [Текст] / Ю.М. Рикуніч // Вісник Н

ТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХПІ», 2014. – № 1(1044). – С. 110-120. – Бібліогр.: 5 назв. – ISSN 2078-774X.

Предложена методика определения запасов работоспособности пневматических электромагнитных клапанов при проектировании, которая базируется на прогнозировании возможных изменений технического состояния элементов и узлов клапана под действием эксплуатационных нагрузок во время отработки ресурса. Результаты исследований внедрены в практику проектирования малогабаритных пневматических электромагнитных клапанов в ПАО «Киевское центральное конструкторское бюро арматуростроения».

Ключевые слова: электромагнитный клапан, запас работоспособности, прогнозирование, изменение технического состояния, функциональный параметр, прочность, разрушение от усталости, энергетический критерий.

This article highlights the methodic for determining the work efficiency reserves during the designing of pneumatic electromagnetic valves. This methodic is based on predictions of possible changes of technical condition of the valve elements under workload. Practical recommendations for increasing of work efficiency for this type of valves were created and introduced at JSCB «Kiev Central Design Bureau of Valves». Local standard «Methods of efficiency calculations for electromagnetic valves during design process» was created.

Keywords: Solenoid Valve, two-position electromagnetic drive, degradation processes, friction, wear, fatigue, resource reliability.

УДК 621.671.001.024

Д.Г. СВОБОДА, асс. кафедры «Турбины, гидромашины и авиационные двигатели» СПбГПУ, Санкт-Петербург;

А.А. ЖАРКОВСКИЙ, д-р техн. наук; проф. кафедры «Турбины, гидромашины и авиационные двигатели» СПбГПУ, Санкт-Петербург

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ УСЛОВИЙ ТЕЧЕНИЯ ЖИДКОСТИ НА ИНТЕГРАЛЬНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ОСЕВОГО НАСОСА С БЫСТРОХОДНОСТЬЮ $n_s = 570$

Представлены результаты экспериментального и расчетного исследования осевого насоса с коэффициентом быстроходности $n_s = 570$. Расчетное исследование проводилось с использованием трехмерного метода. Получено хорошее согласование расчетных и экспериментальных интегральных параметров.

Ключевые слова: осевой насос, проточная часть, интегральные параметры, методика расчета, энергетические характеристики

В статье приведены результаты расчетного исследования осевого насоса ЦН-44 с коэффициентом быстроходности $n_s = 570$, коэффициентом подачи $K_Q = 0,454$ и коэффициентом напора $K_H = 0,165$. Проточная часть данного насоса является моделью натурального осевого насоса ГЦН-1455. Расчетные данные сравнивались с характеристиками, полученными при экспериментальных исследованиях модельного насоса на водяном стенде СПбГПУ. Коэффициент геометрического подобия модельной проточной части $K_L = D_{РКН}/D_{РКМ} = 0,69/0,272 = 2,5367$, где РКН – рабочее колесо натуре, РКМ – рабочее колесо модели.

Численное исследование течения проводилось с использованием гидродинамического программного комплекса *ANSYS CFX* в трехмерной постановке. Использовалась следующая методика: создание геометрической модели исследуемой проточной части, построение расчетной сетки, выбор подходящей математической модели, задание граничных условий, параметров расчета, выполнение расчета, визуализация и анализ результатов расчета [1]. На рис. 1 показана, построенная в программе твердотельного 3D-проектирования *SolidWorks*, геометрическая модель насоса, а также его проточная часть, имитирующая объем, внутри которого происходит исследуемое течение жидкости. Расчетная область включает в себя один межлопастной канал рабочего колеса и один канал выправляющего аппарата. Данный подход возможен, так как предполагается, что течение в рабочем колесе (РК) и выправляющем аппарате (ВА) осесимметричное, следовательно в других каналах оно периодически повторяется. Для построения расчетной сетки проточной части использовалась программа *ICEM CFD*. Расчетная сетка – неструктурированная.

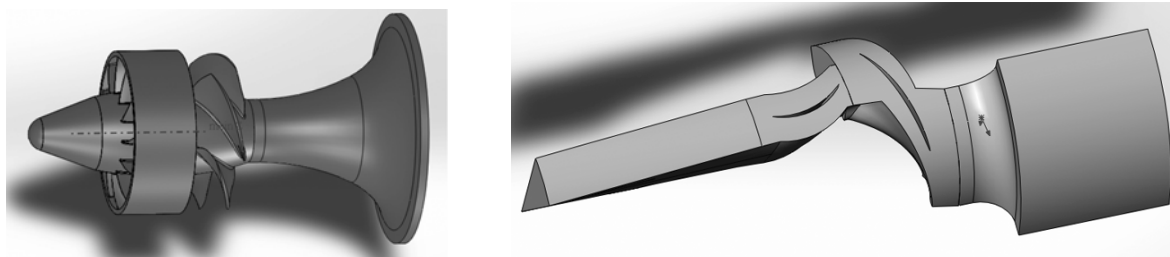


Рис. 1 – Твердотельная модель ОН ЦН-44 и его расчетная проточная область

© Д.Г. Свобода, А.А. Жарковский, 2014

В местах быстрого изменения параметров: входные и выходные кромки лопастей РК и ВА, скругления, поверхности интерфейса производилось сгущение элементов. Также, для описания пограничного слоя вблизи твердых стенок лопасти РК, основного и покрывающего дисков, неподвижных стенок НА и ВА было создано 11 слоев призматических элементов.

В граничных условиях в программном комплексе *ANSYS CFX*, на входе в расчетную область задавалось полное давление 1 атм., а на выходе массовый расход. Расчет течения проводился в стационарной постановке. Режим течения – турбулентный. Для замыкания уравнений Рейнольдса использовалась стандартная $k-\epsilon$ модель турбулентности. На поверхности интерфейса условие сопряжения *Stage* – осреднение параметров расчета в окружном направлении.

Исследованы вопросы влияния условий проскальзывания и вязкости жидкости на расчетные интегральные параметры осевого насоса. В программном комплексе *ANSYS CFX* при расчете течения жидкости в проточной части лопастных насосов наиболее часто используют граничное условие прилипания. Однако существуют предельный случай, когда справедливо использование граничного условия проскальзывания.

На рис. 2 и рис. 3 показаны графики интегральных параметров РК насоса ЦН-44 полученные при расчете с различными граничными условиями, где условие прилипания жидкости обозначается – «*No Slip Wall*», условие проскальзывания – «*Free Slip Wall*». На оптимальном режиме разница по напору и КПД, рассчитанных с использованием условий проскальзывания и прилипания, составляет ~10 %. С ростом расхода эта разница увеличивается. С уменьшением расхода и скорости обтекания лопаток РК и ВА, разница в расчетных интегральных параметрах для различных граничных условий уменьшается.

В случае, если насос работает на более вязкой жидкости чем вода, то производят пересчет характеристик с воды на рабочую жидкость с использованием эмпирических методик, одна из которых была предложена А.И. Степановым [2]. Методика основывается на многочисленных экспериментах, которые позволяют получить характеристику насоса, перекачивающего вязкую жидкость путем пересчета характеристики на воде с помощью поправочных коэффициентов, полученных опытным путем. При этом пересчет проводят только для оптимального режима при максимальном КПД. Другая методика была предложена П.Д. Ляпковым [3]. Она также основана на экспериментальных данных испытаний насосов на вязкой жидкости. В ней предложены коэффициенты пересчета напора и КПД, зависящие от вязкости, но для разных режимов работы насоса. Таким образом, для пересчета рабочих характеристик насоса с воды на более вязкую жидкость с помощью эмпирической методики требуется наличие большой базы экспериментальных данных.

Программный комплекс *ANSYS CFX* использует методы вычислительной гидродинамики и его можно использовать для расчета потока с различной плотностью и вязкостью внутри проточной части и определения их влияния на интегральные характеристики насоса.

Расчет интегральных характеристик был проведен для жидкостей с коэффициентом кинематической вязкости в диапазоне $\nu = 0,15-150$ сСт. Коэффициент вязкости $\nu = 0,15$ сСт соответствует физическим свойствам тяжелого жидкометаллического теплоносителя (ТЖМТ), перекачиваемому ГЦНА (главный циркуляционный насосный агрегат) в перспективных реакторных установках.

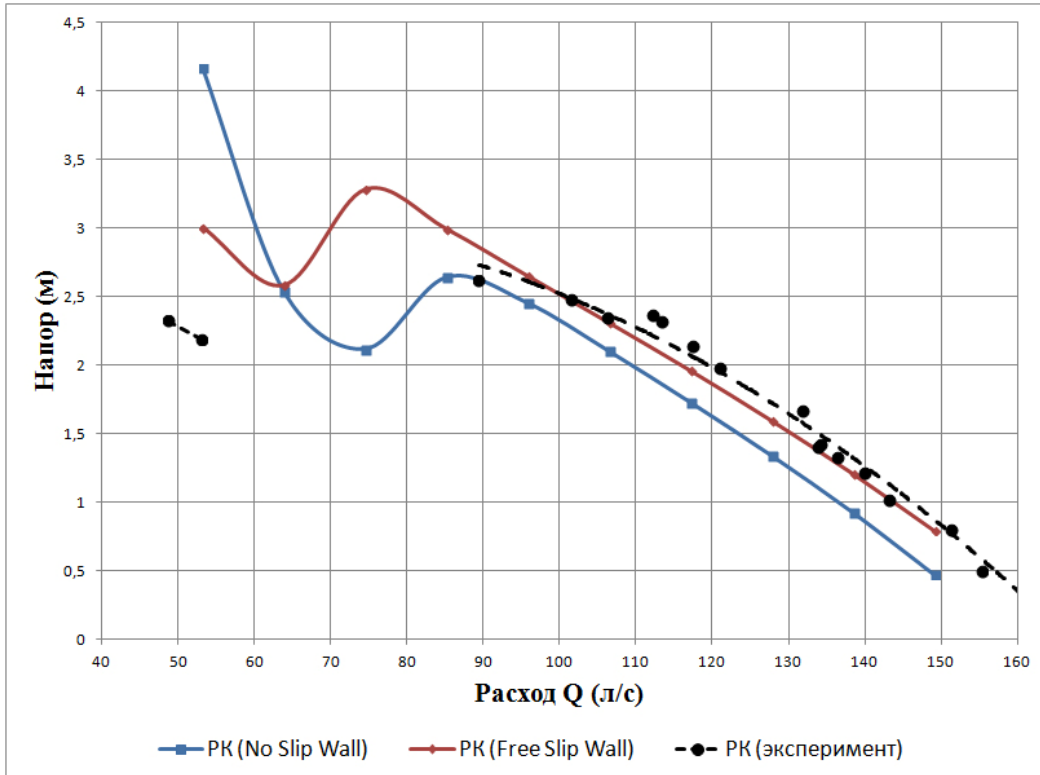


Рис. 2 – Расчетные напорные характеристики насоса ЦН-44

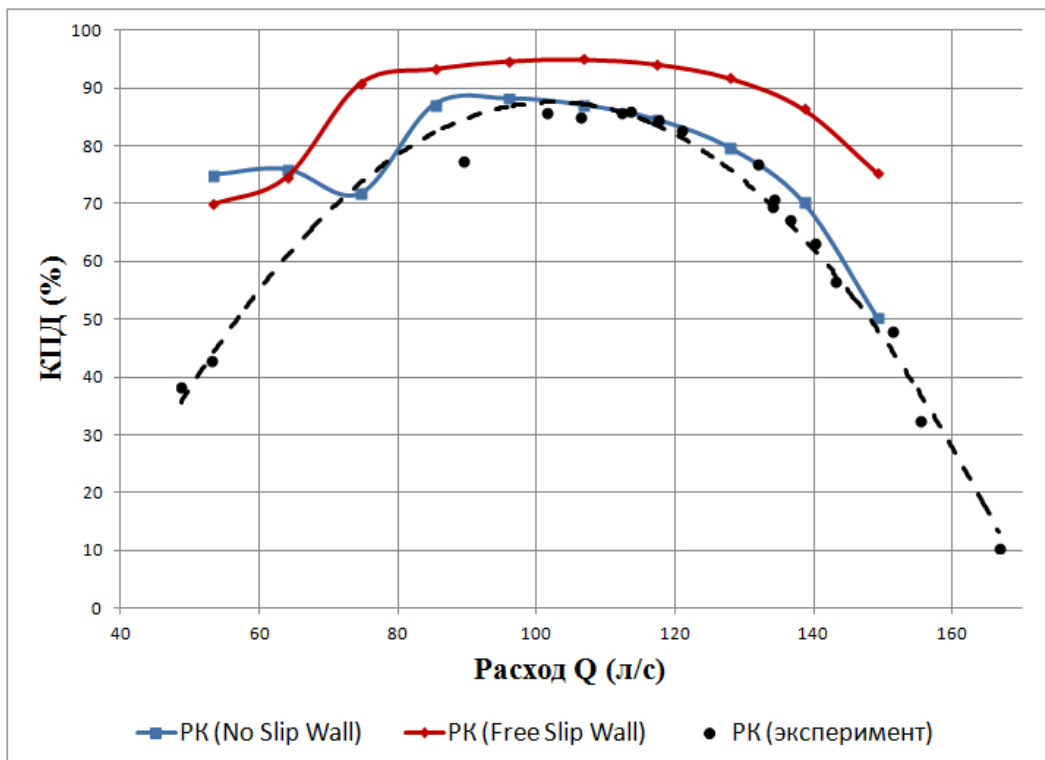


Рис. 3 – Расчетные характеристики КПД насоса ЦН-44

На рис. 4 изображены графики напора, КПД, затраченной мощности насоса N в зависимости от вязкости жидкости, при постоянном числе оборотов для оптимального режима работы.

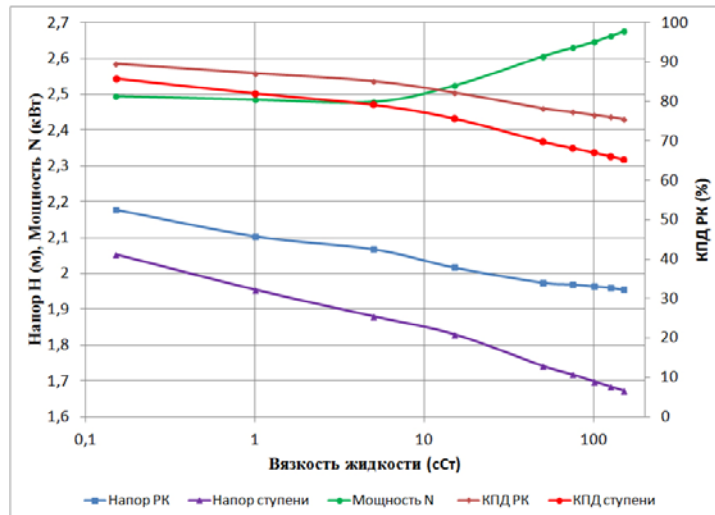


Рис. 4 – Залежність інтегральних параметрів насоса ЦН-44 від в'язкості рідини

Представлені графіки погоджуються з експериментальними даними обобщеними А.И. Степановим. По ним можна зробити наступні висновки. При постійному числі оборотів насоса і збільшенні в'язкості перекачуваної рідини напір відповідний оптимальній подачі зменшується. При збільшенні в'язкості з 0,1 сСт до 150 сСт, зменшення напіра робочого колеса становило $\sim 9\%$, а ступені $\sim 18\%$. ККД насоса знизився на $22,5\%$. З збільшенням в'язкості, також збільшується витрачена потужність насоса на $\sim 6\%$.

В цілому можна утверджувати, що програмний комплекс *ANSYS CFX* дозволяє з достаточною точністю прогнозувати інтегральні характеристики осевого насоса з урахування впливу фізичних властивостей перекачуваної рідини.

Список літератури: 1. Кочевский, А.Н. Современный подход к моделированию и расчету течений жидкости в лопастных гидромашинах [Текст] / А.Н. Кочевский, В.Г. Неня // Вісник Сумського державного університету. – Суми, 2003. – Вип. 13(59). – С. 195-210. 2. Степанов, Л.И. Центробежные и осевые насосы. Теория, конструирование и применение [Текст] / Л.И. Степанов. – М.: Государственное научно-техническое издательство машиностроительной литературы, 1960. – 468 с. 3. Ляпков, П.Д. О влиянии в'язкости на характеристику погружных центробежных насосов [Текст] / П.Д. Ляпков // Труды ВНИИ. – Вип. 41. – М.: Недра, 1964.

Поступила в редколлегию 20.09.13

УДК 621.671.001.024

Исследование влияния условий течения жидкости на интегральные характеристики осевого насоса с быстроходностью $n_s = 570$ [Текст] / Д.Г. Свобода, А.А. Жарковский // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХПІ», 2014. – № 1(1044). – С. 121-124. – Бібліогр.: 3 назв. – ISSN 2078-774X.

Представлені результати експериментального і розрахункового дослідження осевого насоса з коефіцієнтом швидкохідності $n_s = 570$. Розрахункове дослідження проводилося з використанням тривимірного методу. Отримано гарне узгодження розрахункових і експериментальних інтегральних параметрів.

Ключові слова: осевий насос, проточна частина, інтегральні параметри, методика розрахунку, енергетичні характеристики.

The results of experimental and computational studies of the axial pump with speed coefficient $n_s = 570$. Estimated study was performed using a three-dimensional method. The good agreement between the calculated and experimental integral parameters.

Keywords: axial pump liquid end, the integral parameters, calculation methods, the energy characteristics.

УДК 621.224

А.В. РУСАНОВ, д-р техн. наук; с.н.с. ИПМаш НАН України, Харків;
П.Н. СУХОРЕБРЬЙ, канд. техн. наук; с.н.с. ИПМаш НАН України, Харків;
О.Н. ХОРЕВ, канд. техн. наук; с.н.с. ИПМаш НАН України, Харків;
Д.Ю. КОСЬЯНОВ, канд. техн. наук; мл.н.с. ИПМаш НАН України, Харків;
Ю.В. ГОРОДЕЦКИЙ, вед. інженер ИПМаш НАН України, Харків

ЧИСЛЕННОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ И АНАЛИЗ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА В ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ОСЕВОЙ ПОВОРОТНО-ЛОПАСТНОЙ ГИДРОТУРБИНЫ

Представлены результаты расчетного исследования пространственного вязкого течения жидкости в проточной части вертикальной осевой поворотной-лопастной гидротурбины, разработанной на напор 20 м. Моделирование течения выполнено на основе численного интегрирования уравнений Рейнольдса и двухпараметрической модели турбулентности Менгера (*SST*). Расчеты проведены с помощью программного комплекса *FlowER-U*. Дан анализ структуры потока, осредненных параметров и потерь энергии во всех элементах проточной части. Предложен вариант усовершенствованной лопасти рабочего колеса.

Ключевые слова: численное моделирование, вязкое течение, спиральная камера, гидротурбина, потери энергии.

Введение

Для дальнейшего повышения эффективности гидротурбин необходимо проводить исследования, основанные на совместном применении численного и физического моделирования течения в элементах проточных частей (ПЧ). Численные исследования позволяют существенно сократить объем дорогостоящих модельных испытаний при проектировании новых ПЧ с учетом условий конкретных ГЭС либо модернизации существующих ПЧ ранее сооруженных ГЭС.

В статье представлены результаты численного исследования течения жидкости в элементах ПЧ номенклатурной осевой поворотной-лопастной гидротурбины, разработанной на напор 20 м [1]. Гидротурбины такого типа установлены на большинстве ГЭС Украины. Для данной гидротурбины известны геометрические параметры ПЧ и универсальная характеристика модели, полученная по результатам испытаний на гидродинамическом стенде.

1 Математическая модель и объект исследования

Исследование выполнено с помощью программного комплекса *FlowER-U*, позволяющего рассчитывать пространственные вязкие течения несжимаемой жидкости в ПЧ гидротурбин. Моделирование течений осуществляется на основе численного интегрирования уравнений Рейнольдса с дополнительным членом, содержащим искусственную сжимаемость. Для учета турбулентных эффектов применяется дифференциальная двухпараметрическая модель *SST* Менгера. Численное интегрирование уравнений проводится с помощью неявной квазимоноотонной схемы Годунова второго порядка аппроксимации по пространству и времени [2, 3].

Расчетная область ПЧ гидротурбины описывалась сеткой с общим числом ячеек 5,5 млн.: спиральная камера – 2 млн., один межлопаточный канал в решетке направляющего аппарата (НА) – 500 тыс., один межлопаточный канал в решетке рабочего колеса (РК) – 500 тыс., отсасывающая труба – 2,5 млн.

© А.В. Русанов, П.Н. Сухоребрый, О.Н. Хорев, Д.Ю. Косьянов, Ю.В. Городецкий, 2014

Исследования выполнены для геометрически подобной модели с диаметром РК $D_1 = 1$ м при напоре $H = 1$ м. Проточная часть включает: спиральную камеру СУБ-0,43-210°, решетку НА с числом симметричных лопаток $z_0 = 28$ высотой $b_0 = 0,43D_1$, РК ПЛ 20/811 с диаметром втулки $d_{вт} = 0,4D_1$ и числом лопастей $z_1 = 4$, а также отсасывающую трубу с коленом типа КУ-1ПЛ (рис. 1). Расчеты проведены для оптимального угла установки лопасти РК $\varphi_{л} = 16^\circ$ при четырех положениях открытия НА и соответствующих им значениям приведенного расхода и частот вращения, определенным по универсальной характеристике (табл. 1).

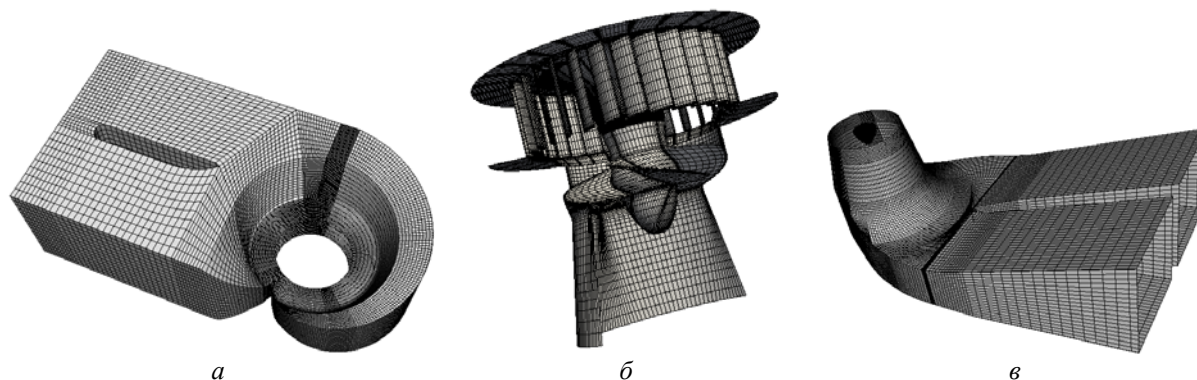


Рис. 1 – Исследуемая проточная часть гидротурбины:
 а – спиральная камера; б – решетки НА и РК; в – отсасывающая труба

Таблица 1

Режимные параметры при расчетных исследованиях

Параметры	Режимы			
	1	2	3	4
a_0 , мм	55	65	75	85
Q_1' , л/с	1005	1170	1360	1580
n_1' , мин ⁻¹	122	147	175	209
КПД, %	90,5	92	90	82

2 Результаты расчетного исследования течения

Расчетное исследование течения жидкости в ПЧ позволило получить структуру трехмерного вязкого потока во всех её элементах, определить осредненные параметры и потери энергии в характерных сечениях и провести анализ рабочего процесса в вертикальной поворотно-лопастной осевой гидротурбине.

2.1 Спиральная камера

Поток в спирали имеет сложную пространственную структуру. На рис. 2 представлено распределение абсолютной скорости в горизонтальном сечении спиральной камеры, проходящем через середину колонн статора, и в меридиональных сечениях для оптимального режима работы турбины (режим 2, табл. 1).

Величина абсолютной скорости V растет при приближении к колоннам статора и плавно уменьшается к зубу спирали. Максимальные ее значения наблюдаются вблизи колец статора, а к середине канала снижаются на (4–9)%. Величина угла α , формируемого спиральной камерой, существенно зависит от угла охвата. Осредненный по высоте канала угол $\bar{\alpha}$ меняется от 40° во входном сечении до 31° в районе $\varphi = 90^\circ$, а затем повышается до 35° у зуба спирали. В открытой части спирали угол $\bar{\alpha}$ изменяется

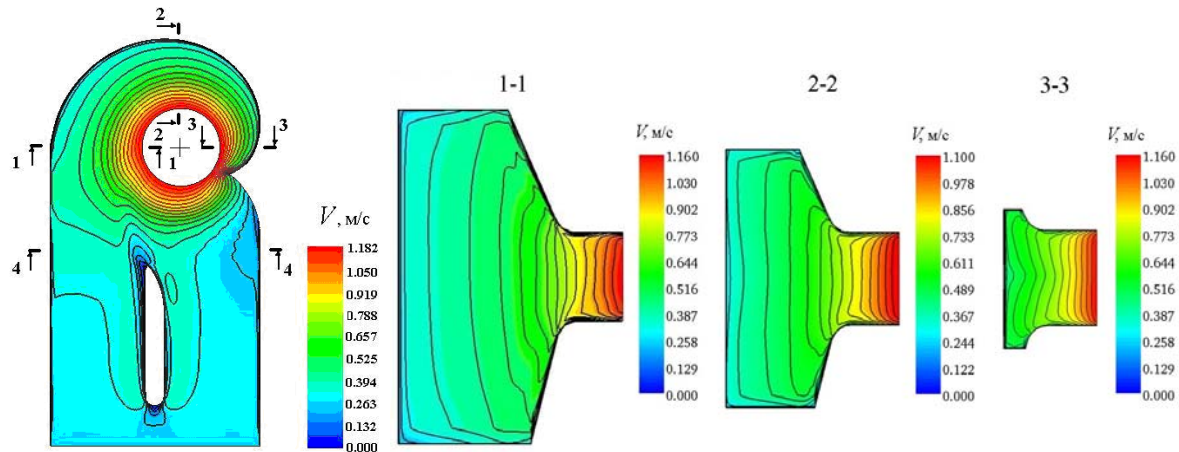


Рис. 2 – Изолинии абсолютной скорости в спиральной камере

от 104° до 40° (рис. 3). Определение угла потока, формируемого спиральной камерой, необходимо для оптимального проектирования колонны статора. Сравнение полученных результатов с данными экспериментальных исследований [4] показывает их хорошее количественное и качественное согласование. Кроме того, полученное осредненное значение угла потока за спиралью, равное $\bar{\alpha} = 33,5^\circ$, согласуется с данными, приведенными в [1].

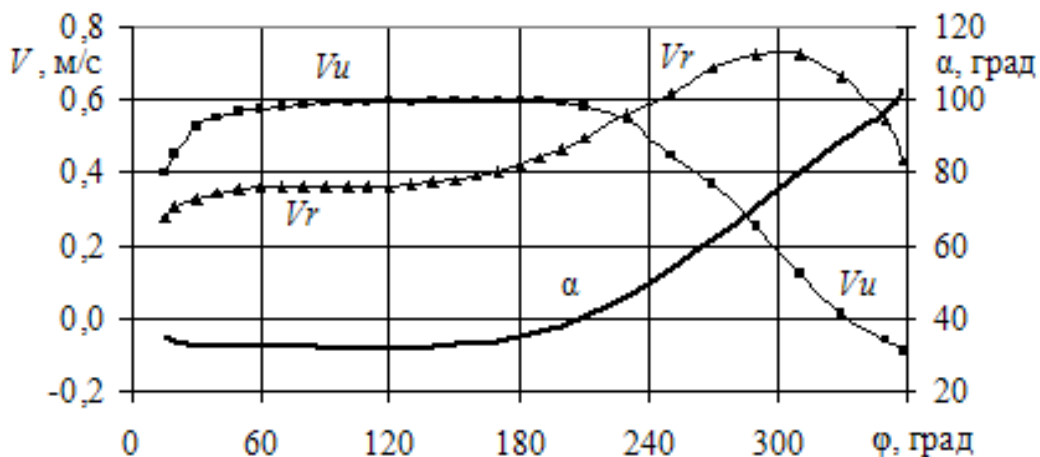


Рис. 3 – Осредненные параметры потока перед входными кромками колонн статора

2.2 Решетки НА и РК

Изолинии полной скорости V в области НА и поворота потока от радиального к осевому направлению течения жидкости приведены на рис. 4. Величины полной скорости имеют меньшие значения в верхней части канала и возрастают у нижнего кольца НА и обода РК. С увеличением открытия НА растет расход жидкости и скорость потока.

На рис. 5 представлены распределения по высоте канала \bar{b} полной скорости V и её компонент, осредненных в окружном направлении, а также угла потока $\alpha_{2\text{пот}}$ в сечении за НА. Параметры потока имеют меньшие значения в верхней части канала и возрастают к нижнему кольцу НА. Наибольшая скорость потока наблюдается в области, занимающей примерно 20 % высоты нижней части канала, что связано с разворотом потока от радиального к осевому направлению. С увеличением открытия

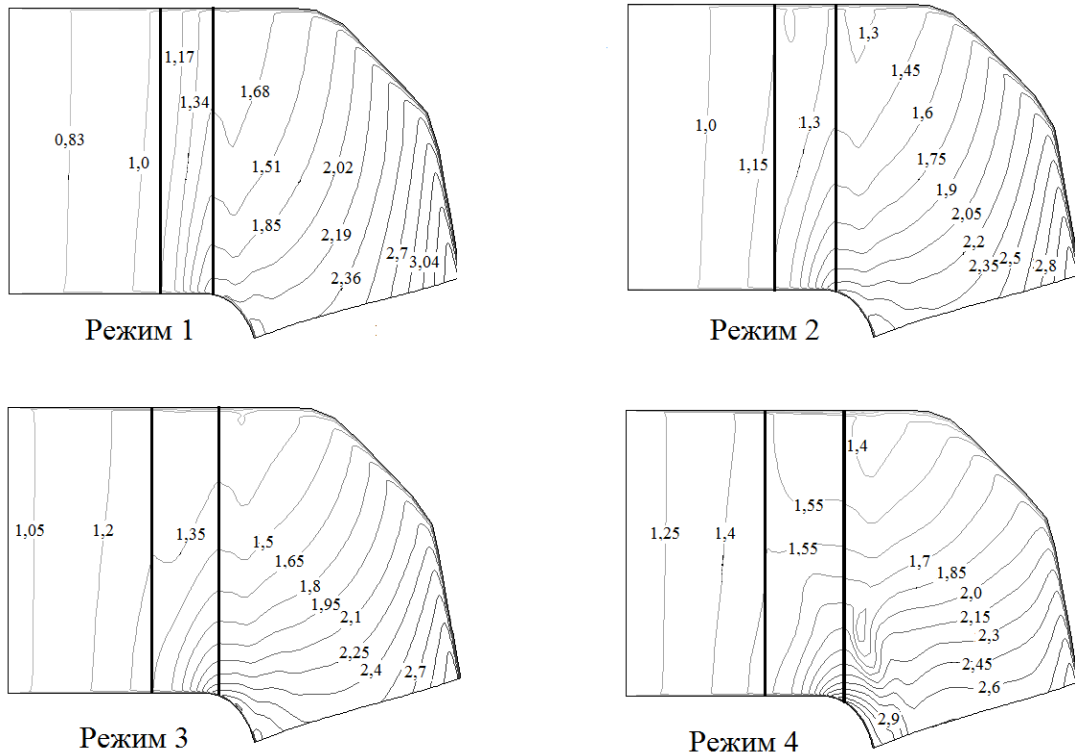


Рис. 4 – Изолинии скорости V (м/с) в области НА для исследуемых режимов работы

НА возрастают расходная составляющая скорости V_r и угол потока, причем характер изменения по высоте канала не меняется, за исключением режима с наибольшим расходом. Окружная составляющая скорости V_u при уменьшении открытия НА возрастает в верхней части канала, а в нижней – изменяется незначительно, неравномерность составляет (25–50)%. Осевая составляющая скорости V_z в верхней части канала близка к нулю и возрастает при приближении к нижнему кольцу НА и увеличении расхода. Таким образом, за НА в потоке наблюдается значительная неравномерность всех компонент скорости (см. рис. 5).

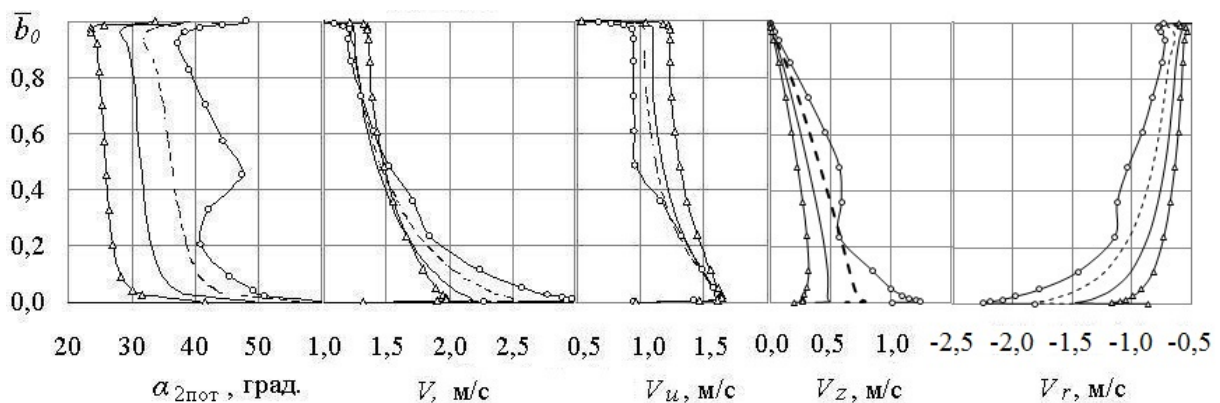


Рис. 5 – Параметры потока в сечении за НА:
 — Δ — режим 1; — режим 2; - - - режим 3; — \circ — режим 4

По приведенным в табл. 2 осредненным значениям углов потока за НА видно, что они не совпадают с геометрическими углами лопатки, недоворот потока растет с увеличением открытия НА и достигает почти 5°.

Геометрические углы лопатки и осредненные углы потока после НА

Параметр	Режим			
	1	2	3	4
a_0 , мм	55	65	75	85
$\alpha_{1л}$, град	38	43,9	49,3	56,7
$\alpha_{2л}$, град	26,4	33,2	39,5	48,4
$\bar{\alpha}_{2пот}$, град	26,5	32,4	37,5	43,8

На рис. 6 показаны изолинии относительной скорости W в межлопастном канале РК в цилиндрическом сечении с радиусом $R = 0,35$ м для исследуемых режимов работы. Как видно из рисунка, входная кромка в этом сечении обтекается с небольшими (от $+5^\circ$ до -10°) углами атаки. За выходной кромкой наблюдается гидродинамический след, который смыкается на расстоянии, примерно равном трети хорды профиля.

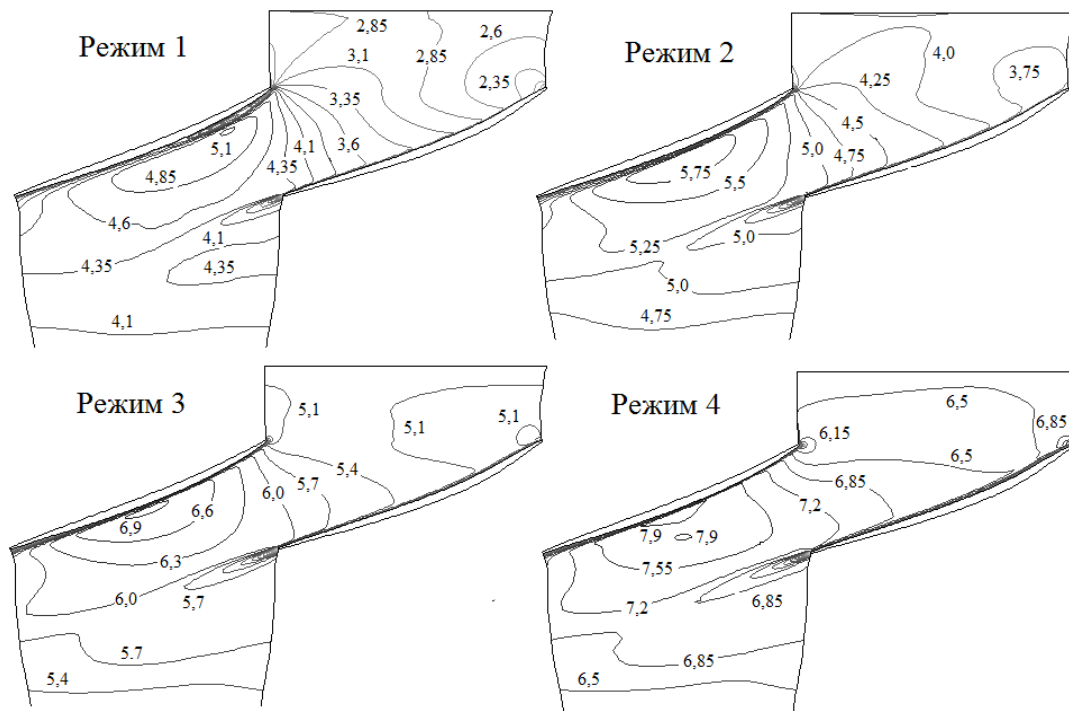


Рис. 6 – Изолинии относительной скорости W (м/с) в межлопастном канале РК

Распределение по ширине канала абсолютных ($\alpha_{1пот}$) и относительных ($\beta_{1пот}$) углов потока, а также абсолютной скорости и ее компонент в сечении перед и за РК показано на рис. 7.

Перед РК наибольшие значения скорости наблюдаются у втулки. На оптимальном расходе (режим 2) неравномерность скорости не превышает 20%. С увеличением открытия НА и расхода неравномерность V по ширине канала уменьшается. Осевая (расходная) составляющая скорости V_z принимает большие значения в средней части канала и уменьшается к стенкам (на 15–20%). При увеличении открытия НА значение V_z возрастает, особенно у камеры РК. Окружная составляющая V_u на всех исследованных режимах наибольшее значение имеет у втулки РК, а к середине канала снижается примерно на 40% и практически не меняется при

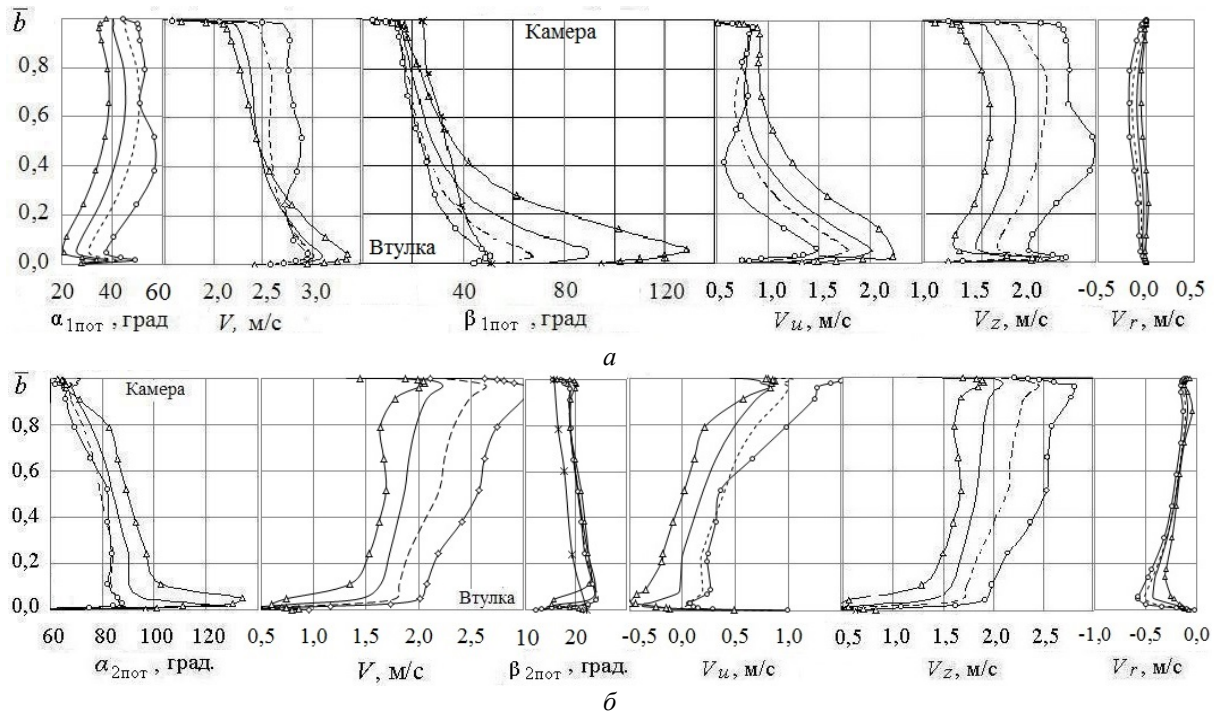


Рис. 7 – Параметры потока в сечении перед *а* и за *б* РК:
 —△— режим 1; — режим 2; - - - режим 3; —○— режим 4; —×— $\beta_{\text{лоп}}$

приближении к камере. С увеличением открытия НА V_u выравнивается по высоте, а ее среднее значение уменьшается. Угол потока $\alpha_{1\text{пот}}$ перед РК имеет меньшее значение у втулки, возрастает к середине канала и затем уменьшается к камере. С увеличением открытия НА значение угла $\alpha_{1\text{пот}}$ возрастает. Радиальная скорость V_r в сечении перед РК для оптимального режима составляет около 5 % от V_z и с увеличением открытия НА изменяется незначительно. Таким образом, поток перед РК можно считать практически осевым с максимальным значением расходной составляющей скорости в средней части канала и с большим значением окружной составляющей у втулки РК.

Угол потока в относительном движении $\beta_{1\text{пот}}$ в области входных кромок РК отличается от лопастного угла $\beta_{\text{лоп}}$, причем наибольшее отличие достигается у втулки. Для оптимального режима (режим 2) значительная часть лопасти, примерно 70 %, обтекается с небольшими (5–7°) отрицательными углами атаки. У втулки направление потока меняется, появляются положительные углы атаки, значения которых повышаются при уменьшении открытия НА и достигают 30–40°. При увеличении открытия НА эпюра $\beta_{1\text{пот}}$ выравнивается по ширине канала и лопасть обтекается с отрицательными углами атаки, не превышающими 8–10°.

После РК основной составляющей абсолютной скорости является расходная V_z , которая достигает 95 % от V . Меньшие значения V_z наблюдаются у втулки, а большие – у периферии лопасти (на 20 %). С увеличением открытия НА и расхода значения расходной составляющей скорости также повышаются. Угол потока $\alpha_{2\text{пот}}$ для оптимального расхода у втулки равен 90° и плавно уменьшается до 70° у камеры РК. Окружная составляющая V_u , определяющая закрутку потока на входе в отсасывающую трубу, имеет небольшие отрицательные значения у втулки, на расстоянии 20 % ширины лопасти меняет знак и увеличивается к камере, достигая 30 % от расходной составляющей скорости. При уменьшении расхода увеличивается отрицательная закрутка, а с увеличением – растет положительная закрутка потока.

Радиальная составляющая скорости V_r на периферии лопасти близка к нулю и возрастает к втулке, достигая 20 % от расходной составляющей V_z .

Таким образом, в потоке после РК преобладает расходная составляющая скорости, но при этом закрутка потока по ширине канала также существенная. Угол потока в относительном движении $\beta_{2\text{пот}}$ в области выходных кромок РК больше лопастного угла $\beta_{2\text{лоп}}$ примерно на 5° для всех исследуемых режимов работы и увеличивается от камеры к втулке.

Выполненные расчетные исследования течения позволили определить области с минимальным статическим давлением $P_{\text{ст}}$ на стороне разрежения лопасти и кавитационный коэффициент турбины $\sigma_{\text{т расч}}$ при высоте отсасывания $H_s = 0$ для четырех режимов работы (табл. 3). Экспериментальный критический кавитационный коэффициент турбины $\sigma_{\text{т эксп}}$ взят из универсальной характеристики [1].

Таблица 3

Кавитационный коэффициент турбины расчетный и экспериментальный

Параметры	Режимы			
	1	2	3	4
$\sigma_{\text{т расч}}$	0,34	0,43	0,6	0,8
$\sigma_{\text{т эксп}}$	0,33	0,43	0,55	0,68

На рис. 8 представлено распределение давления на стороне разрежения лопасти для двух режимов. Область с минимальным значением $P_{\text{ст}}$ расположена на периферии лопасти в средней части выпуклой стороны профиля и с изменением режима практически не меняется.

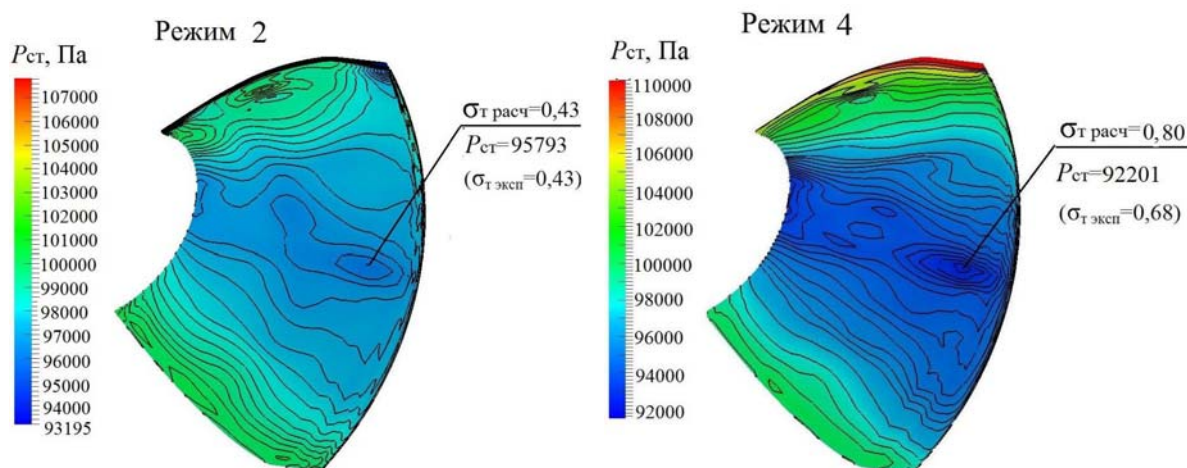


Рис. 8 – Распределение давления на тыльной стороне лопасти

2.3 Отсасывающая труба

Течение жидкости в виде изолиний полной скорости в среднем сечении отсасывающей трубы для четырех режимов работы показано на рис. 9. Видно, что поток в трубе является существенно неравномерным. Для исследуемых режимов по всей длине трубы имеют место застойные области, где скорость течения близка к нулю. В вертикальном диффузоре более равномерное течение получено для оптимального расхода (режим 2), при других режимах за обтекателем наблюдается гидродинамический след (вихревой жгут), который проникает в колено отсасывающей

трубы. Наибольшие застойные зоны образованы в горизонтальном диффузоре, они занимают значительную часть трубы и расположены, в основном, в области выходного сечения.

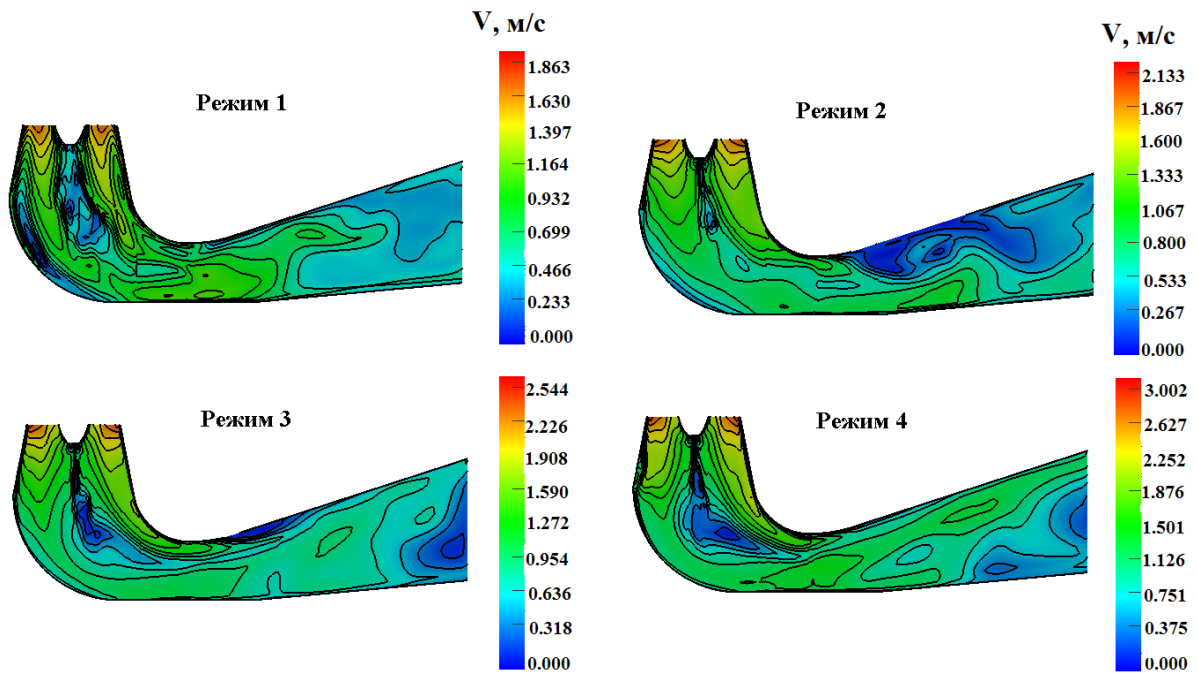


Рис. 9 – Изолинии полной скорости в среднем сечении отсасывающей трубы

В поперечных сечениях трубы большие значения расходной составляющей скорости получены у стенок, а меньшие – в центре. В выходном сечении находятся области с противотоками, в которых отрицательные величины расходной составляющей скорости достигают 30 % от максимального значения скорости. Существенная неравномерность потока наблюдается в левой (по ходу движения жидкости) части горизонтального диффузора, что можно объяснить преобладанием положительной закрутки на выходе из РК для всех исследованных режимов и асимметричным расположением горизонтального диффузора относительно оси турбины.

По результатам расчета пространственного потока в отсасывающей трубе был определен коэффициент Кориолиса с учетом неравномерности расходной составляющей скорости потока (табл. 4). Коэффициент Кориолиса K характеризует неравномерность значений скорости в выходном сечении трубы и представляет собой отношение кинетической энергии реального потока к кинетической энергии, рассчитанной по средней расходной скорости. Наименьшее значение коэффициента K получено для оптимального режима.

Таблица 4
Значения коэффициентов
Кориолиса K в отсасывающей трубе

Параметр	Режим			
	1	2	3	4
K	1,77	1,73	2,03	2,51

в ЦКТИ [7].

Полученные в результате расчетного исследования данные о структуре пространственного течения жидкости в проточной части ПЛ гидротурбины, представленные в данной статье, качественно согласуются с результатами экспериментальных измерений потока пятиканальными шаровыми зондами на гидродинамическом стенде [5, 6] и на аэростенде

2.4 Энергетические характеристики проточной части

По результатам расчетов получены значения потерь энергии во всех элементах ПЧ гидротурбины (рис. 10).

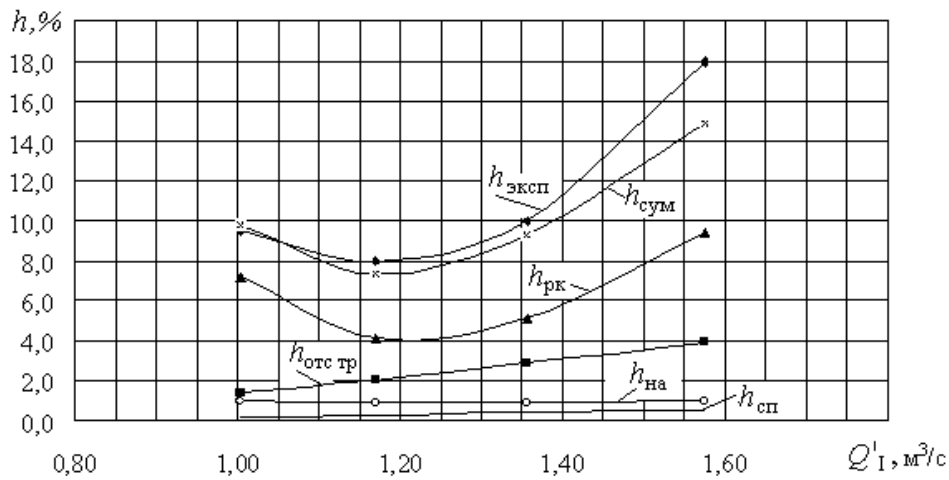


Рис. 10 – Расчетные потери энергии в проточной части

Наибольшие потери энергии получены в РК, их минимум находится в области оптимума универсальной характеристики гидротурбины и составляет 4 %, а в области номинальной нагрузки достигает 6 %. Характер изменения потерь энергии в РК определяет положение минимума потерь во всей ПЧ и фактически формирует оптимум универсальной характеристики гидротурбины. Потери энергии в отсасывающей трубе в оптимуме характеристики составляют 50 % от потерь в РК и повышаются с увеличением расхода. В подводе гидротурбины – спиральной камере и решетке НА – большие потери энергии получены в НА, где скорости потока выше. При оптимальном расходе потери в НА равны 0,9 %, с изменением расхода увеличиваются на 0,1 %. В спиральной камере потери растут с увеличением расхода практически в квадратичной зависимости и в оптимуме составляют 0,33 %.

Минимум расчетных потерь составляет 7,4 %, его положение по расходу совпадает с минимумом, полученным в эксперименте, а значение меньше на 0,6 %. В зоне эксплуатации гидротурбины до $Q_1' = 1,4 \text{ м}^3/\text{с}$ характер изменения расчетной кривой потерь практически повторяет форму экспериментальной кривой. Отличие значений расчетных потерь от полученных по результатам эксперимента объясняется как погрешностью расчетного метода, так и погрешностью испытаний на стенде.

На рис. 11 отдельно представлены зависимости потерь энергии от режима работы в отсасывающей трубе $h_{\text{отс тр}}$ и в ее элементах: вертикальном диффузоре $h_{\text{верт диф}}$, колене $h_{\text{кол}}$ и горизонтальном диффузоре $h_{\text{гор диф}}$. Потери в отсасывающей трубе растут с увеличением расхода. Максимальное значение получено в колене, что объясняется поворотом потока в канале и диффузорностью течения. При оптимальном расходе (режим 2) потери в колене составляют 1 %, а суммарные потери в отсасывающей трубе равны 2 %.

По результатам расчетных исследований было установлено, что на оптимальном режиме входные геометрические углы лопасти РК номенклатурной гидротурбины имеют существенное расхождение с углами потока на входе в РК (рис. 12). Периферийная часть лопасти обтекается с небольшими (5–7°) отрицательными углами атаки, а у втулки появляются положительные углы атаки, достигающие 30–40°. На

основании этого выполнено усовершенствование лопасти путем изменения ее входных углов (рис. 12).

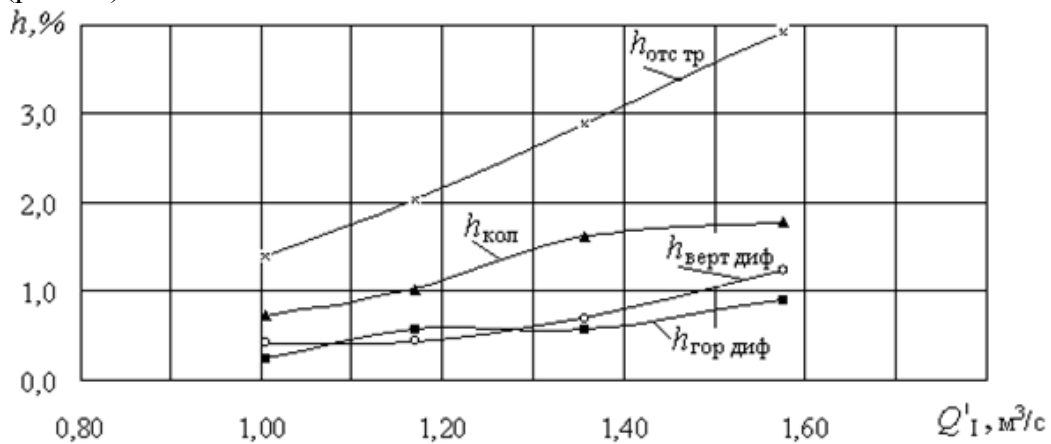


Рис. 11 – Расчетные потери энергии в отсасывающей трубе

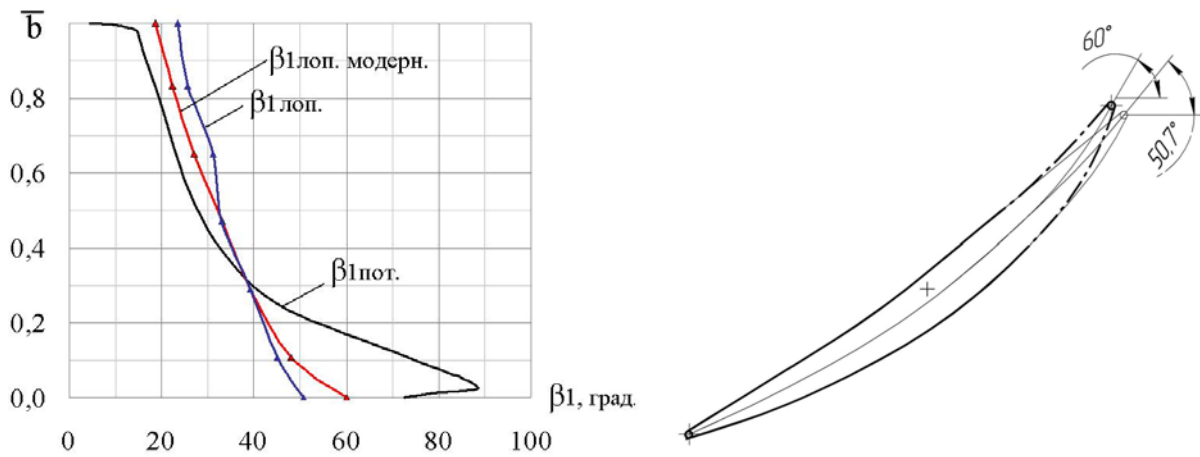


Рис. 12 – Углы потока в относительном движении и углы лопасти на входных кромках исходного и модернизированного РК

Расчетное исследование модернизированного РК подтвердило улучшение обтекания лопасти и уменьшение потерь энергии в области рабочей зоны гидротурбины (рис. 13). Так, при $Q_1' = 1,4 \text{ м}^3/\text{с}$ снижение потерь составляет 0,7 %.

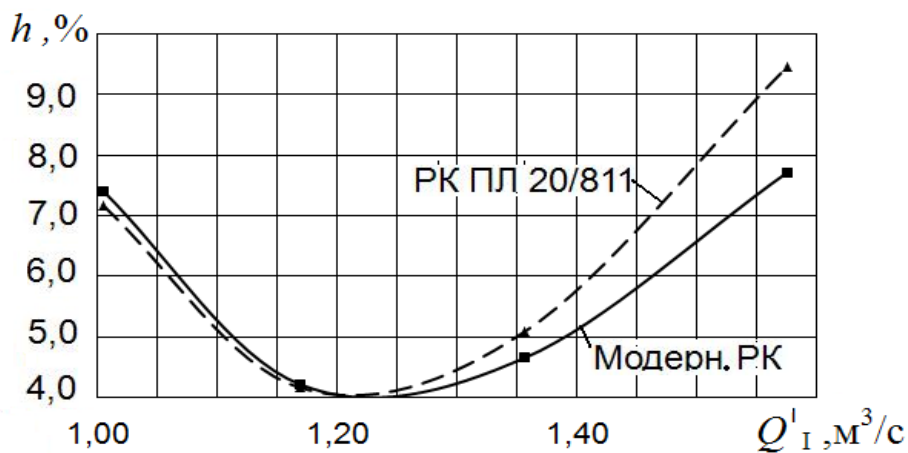


Рис. 13 – Сравнение расчетных потерь энергии в исходном и модернизированном РК

Заклучение

Расчетное исследование трехмерного вязкого течения жидкости в вертикальной поворотно-лопастной осевой гидротурбине позволило получить новые данные о структуре пространственного потока в каждом из элементов проточной части и определить кавитационный коэффициент РК на расчетных режимах.

Расчетный баланс полных потерь энергии в исследуемой проточной части хорошо согласуется с известными экспериментальными исследованиями и результатами модельных испытаний на стенде.

Анализ рабочего процесса в ПЧ поворотно-лопастной осевой гидротурбины и удовлетворительное совпадение с известными экспериментальными данными, а также проведенная модернизация лопасти рабочего колеса позволяют сделать вывод о возможности использования программного комплекса *FlowER-U* для разработки новых и совершенствования модернизируемых проточных частей гидротурбин.

Список литературы: 1. ОСТ 108.023.15–82. Турбины гидравлические вертикальные поворотно-лопастные осевые и радиально-осевые [Текст]. – Л., 1984. – 263 с. 2. Русанов, А.В. Численное моделирование течений вязкой несжимаемой жидкости с использованием неявной квазимонотонной схемы Годунова повышенной точности [Текст] / А.В. Русанов, Д.Ю. Косьянов // Восточ.-Европ. журн. передовых технологий. – 2009. – № 5. – С. 4-7. 3. Русанов, А.В. Моделирование пространственного течения вязкой жидкости в проточной части осевой поворотно-лопастной гидротурбины [Текст] / А.В. Русанов, Ю.В. Городецкий, Д.Ю. Косьянов, П.Н. Сухоребрий, О.Н. Хорев // Пробл. машиностроения. – 2010. – № 4. – С. 15-23. 4. Михайлов, И.Е. Турбинные камеры гидроэлектростанций [Текст] / И.Е. Михайлов. – М.: Энергия, 1970. – 272 с. 5. Завьялов, П.С. Исследование кинематики потока перед рабочим колесом и за ним поворотно-лопастной осевой гидротурбины на напор 30-40 м [Текст] / П.С. Завьялов, А.Е. Сушко, И.С. Веремеенко, А.В. Бондаренко, Н.А. Федоренко // Гидравл. машины, Харьков, 1977. – № 11. – С. 39-44. 6. Квятковский, В.С. Рабочий процесс осевой турбины. Ч.1 [Текст] / В.С. Квятковский // Тр. Всесоюз. ин-т гидр. машиностроения. – М.: Машгиз, 1951. – 155 с. 7. Этинберг, И.Э. Теория и расчет проточной части поворотно-лопастных гидротурбин [Текст] / И.Э. Этинберг. – Л.: Машиностроение, 1965. – 350 с.

Поступила в редколлегию 20.09.13

УДК 621.224

Численное исследование и анализ рабочего процесса в проточной части осевой поворотно-лопастной гидротурбины [Текст] / А.В. Русанов, П.Н. Сухоребрий, О.Н. Хорев, Д.Ю. Косьянов, Ю.В. Городецкий // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХП», 2014. – № 1(1044). – С. 125-135. – Бібліогр.: 7 назв. – ISSN 2078-774X.

Наведено результати розрахункового дослідження просторової в'язкої течії рідини в проточній частині вертикальної осьової поворотно-лопатевої гідротурбіни, розробленої на напір 20 м. Моделювання течії виконано на основі чисельного інтегрування рівнянь Рейнольдса та двопараметричної моделі турбулентності Ментера (*SST*). Розрахунки проведені за допомогою програмного комплексу *FlowER-U*. Надано аналіз структури потоку, усереднених параметрів і втрат енергії в усіх елементах проточної частини. Запропоновано варіант удосконаленої лопаті робочого колеса.

Ключові слова: чисельне моделювання, в'язка течія, спіральна камера, гідротурбіна, втрати енергії.

The numerical research results of three-dimensional viscous fluid flow in the axial adjustable-blade (Kaplan) water turbine setting on a 20 m. water head are presented. Calculations are conducted using software package *FlowER-U* which based on the numerical integration of Reynolds averaged Navier-Stokes equations with Menter *SST* two-equation turbulence model. The flow pattern, averaged parameters and energy losses at setting elements. The improved blade runner is proposed.

Keywords: numerical modeling, viscid flow, spiral casing, hydro-turbine, losses of energy.

УДК 621.225.001.4

А.И. ПАНЧЕНКО, д-р техн. наук; проф. ТГАТУ, Мелитополь;
А.А. ВОЛОШИНА, канд. техн. наук; доц. ТГАТУ, Мелитополь;
И.А. ПАНЧЕНКО, аспирант ТГАТУ, Мелитополь

МЕТОДИКА ПРОЕКТИРОВАНИЯ ЭЛЕМЕНТОВ ВЫТЕСНИТЕЛЬНЫХ СИСТЕМ ГИДРОВРАЩАТЕЛЕЙ ПЛАНЕТАРНОГО ТИПА

Предложена методика определения геометрических параметров элементов вытеснительной системы, позволяющая определить количественную характеристику изменения зазоров между зубьями вытеснителей гидравлического вращателя планетарного типа на основании изменения геометрических параметров элементов его вытеснительной системы.

Ключевые слова: методика проектирования, гидравлический вращатель планетарного типа, вытеснительная система, крышка, направляющая, рабочая камера, зазор, межцентровое расстояние.

Постановка проблемы

Анализ кинематики движения вытеснительных элементов гидровращателей планетарного типа (шестерни и направляющей) при распределении потоков рабочей жидкости в рабочие камеры гидровращателя, позволил обосновать, что качественная работа вытеснительной системы определяется величиной зазоров между зубьями вытеснителей, образующими рабочие камеры. Поэтому, при проектировании элементов вытеснительной системы гидровращателей планетарного типа большое значение имеет определение рациональных значений зазоров (определяющихся геометрическими параметрами самих вытеснителей – шестерни и направляющей). В этой связи разработка методики определения геометрических параметров элементов вытеснительной системы гидровращателя планетарного типа является одной из важнейших задач при проектировании гидровращателей.

Анализ последних исследований

Исследования причин неудовлетворительной работы гидровращателей планетарного типа [1–4], обусловленных несовершенством конструкции формы элементов вытеснительной системы позволили выявить, что вытеснительная система лимитирует их эффективную работу.

Таким образом, при проектировании высокомоментного гидровращателя планетарного типа необходимо определить геометрические параметры элементов вытеснительной системы с целью улучшения заполнения рабочих камер, образованных вытеснителями, рабочей жидкостью.

Цель статьи – улучшение заполнения рабочих камер гидровращателя планетарного типа путем разработки методики определения геометрических параметров элементов его вытеснительной системы.

Основная часть

Для определения зазоров между зубьями шестерни и направляющей вытеснительной системы разработана методика определения межцентровых расстояний M_i между центрами зубьев $O_{н_i}$ направляющей и $O_{ш_i}$ шестерни.

1) Определим межцентровые расстояния M_i между центрами зубьев $O_{н_i}$ направляющей и $O_{ш_i}$ шестерни в первой четверти (рис. 1) при условии:

$$0 \leq \gamma_{нi} \leq \frac{\pi}{2}; \quad 0 \leq \gamma_{шi} \leq \frac{\pi}{2}.$$

Расстояние между центром зуба направляющей $O_{нi}$ и центром зуба шестерни $O_{шi}$ обозначим M_i : $M_i = O_{нi}O_{шi}$.

Из $\Delta O_{нi}O_{шi}E_i$ межцентровое расстояние M_i равно:

$$M_i = \sqrt{(O_{шi}E_i)^2 + (O_{нi}E_i)^2}.$$

Обозначим $O_{шi}E_i = A_i$ и $O_{нi}E_i = B_i$, тогда $M_i = \sqrt{A_i^2 + B_i^2}$.

Если след центра зуба $O_{нi}$ направляющей на оси OO' расположен выше следа центра зуба $O_{шi}$ шестерни (рис. 1), то $A_i = O_{шi}E_i = A_iB_i = O_1A_i - O_1B_i$, где $O_1A_i = R_n \cdot \cos \gamma_{нi}$; $O_1B_i = O_2B_i + O_1O_2$.

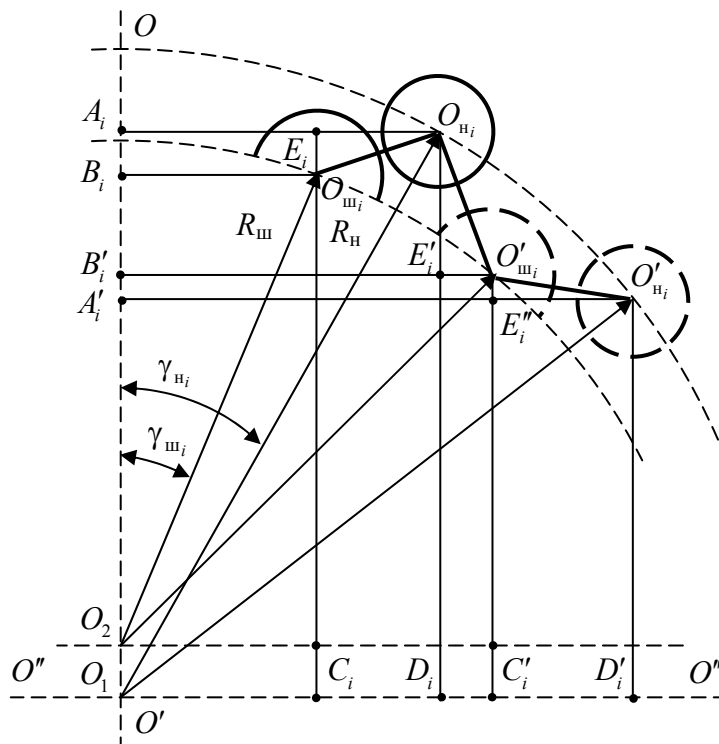


Рис. 1 – Схема определения межцентрового расстояния в первой четверти

Из $\Delta O_2O_{шi}B_i$: $O_2B_i = R_{ш} \cdot \cos \gamma_{шi}$, $O_1O_2 = e$, $O_1B_i = R_{ш} \cdot \cos \gamma_{шi} + e$.

Тогда

$$A_i = R_n \cdot \cos \gamma_{нi} - R_{ш} \cdot \cos \gamma_{шi} - e. \quad (1)$$

Если след центра $O_{нi}$ зуба направляющей на оси $O''O'''$ расположен правее следа центра $O_{шi}$ зуба шестерни (рис. 1), то $B_i = O_{нi}E_i = O_1D_i - O_1C_i$, где

$O_1D_i = R_n \cdot \cos\left(\frac{\pi}{2} - \gamma_{нi}\right)$, так как $\cos\left(\frac{\pi}{2} - \gamma_{нi}\right) = \sin \gamma_{нi}$, то $O_1D_i = R_n \cdot \sin \gamma_{нi}$;

$O_1C_i = O_2C_i = R_{ш} \cdot \cos\left(\frac{\pi}{2} - \gamma_{шi}\right)$, т.к. $\cos\left(\frac{\pi}{2} - \gamma_{шi}\right) = \sin \gamma_{шi}$, то $O_1C_i = R_{ш} \cdot \sin \gamma_{шi}$.

Тогда

$$B_i = R_n \cdot \sin \gamma_{n_i} - R_w \cdot \sin \gamma_{w_i}, \quad (2)$$

а межцентровое расстояние M_i будет равно

$$M_i = \sqrt{[R_n \cdot \cos \gamma_{n_i} - R_w \cdot \cos \gamma_{w_i} - e]^2 + [R_n \cdot \sin \gamma_{n_i} - R_w \cdot \sin \gamma_{w_i}]^2}, \quad (3)$$

где γ_{w_i} – текущий угол расположения зуба шестерни относительно оси OO' , $\gamma_{w_i} = \frac{2\pi}{Z_w}(i-1) + \frac{\pi}{Z_w}$; γ_{n_i} – текущий угол расположения зуба направляющей относительно оси OO' , $\gamma_{n_i} = \frac{2\pi}{Z_n}(i-1)$.

Расстояние между центром зуба направляющей O_{n_i} и центром зуба шестерни O'_{w_i} обозначим M'_i :

$$M'_i = O_{n_i} O'_{w_i}.$$

Из $\Delta O_{n_i} O'_{w_i} E'_i$ межцентровое расстояние M'_i равно $M'_i = \sqrt{(O_{n_i} E'_i)^2 + (O'_{w_i} E'_i)^2}$.

Обозначим $A'_i = O_{n_i} E'_i$ и $B'_i = O'_{w_i} E'_i$. Тогда $M'_i = \sqrt{A_i'^2 + B_i'^2}$.

Так как, след центра зуба O_{n_i} направляющей на оси OO' расположен выше следа центра зуба O'_{w_i} шестерни (рис. 1), то A'_i определяется из выражения (1).

Если след центра O_{n_i} зуба направляющей на оси $O''O'''$ расположен левее следа центра O_{w_i} зуба шестерни (рис. 1), то $B'_i = O'_{w_i} E'_i = O_1 C'_i - O_1 D_i$, где $O_1 C'_i = O_2 C'_i = R_w \cdot \sin \gamma_{w_i}$; $O_1 D_i = R_n \cdot \sin \gamma_{n_i}$.

Тогда

$$B'_i = R_w \cdot \sin \gamma_{w_i} - R_n \cdot \sin \gamma_{n_i}, \quad (4)$$

а межцентровое расстояние M'_i будет равно

$$M'_i = \sqrt{[R_n \cdot \cos \gamma_{n_i} - R_w \cdot \cos \gamma_{w_i} - e]^2 + [R_w \cdot \sin \gamma_{w_i} - R_n \cdot \sin \gamma_{n_i}]^2}. \quad (5)$$

Расстояние между центром зуба направляющей O'_{n_i} и центром зуба шестерни O'_{w_i} обозначим M''_i :

$$M''_i = O'_{n_i} O'_{w_i}.$$

Из $\Delta O'_{n_i} O'_{w_i} E''_i$ межцентровое расстояние M''_i равно $M''_i = \sqrt{(O'_{w_i} E''_i)^2 + (O'_{n_i} E''_i)^2}$.

Обозначим $A''_i = O'_{n_i} E''_i$ и $B''_i = O'_{w_i} E''_i$. Тогда $M''_i = \sqrt{A_i''^2 + B_i''^2}$.

Если след центра зуба O'_{n_i} направляющей на оси OO' расположен ниже следа центра зуба O'_{w_i} шестерни (рис. 1), то $A''_i = O'_{n_i} E''_i = O_1 B'_i - O_1 A'_i$, где $O_1 B'_i = O_2 B' + e = R_w \cdot \cos \gamma_{w_i} + e$; $O_1 A'_i = R_n \cdot \cos \gamma_{n_i}$.

Тогда

$$A''_i = R_w \cdot \cos \gamma_{w_i} + e - R_n \cdot \cos \gamma_{n_i}. \quad (6)$$

Так как, след центра O'_{n_i} зуба направляющей на оси $O''O'''$ расположен правее следа центра O'_{w_i} зуба шестерни (рис. 1), то B''_i определяется из выражения (2), а

межцентровое расстояние M_i'' будет равно

$$M_i = \sqrt{[R_{\text{ш}} \cdot \cos \gamma_{\text{ш}_i} + e - R_{\text{н}} \cdot \cos \gamma_{\text{н}_i}]^2 + [R_{\text{н}} \cdot \sin \gamma_{\text{н}_i} - R_{\text{ш}} \cdot \sin \gamma_{\text{ш}_i}]^2}. \quad (7)$$

2) Определим межцентровые расстояния M_i между центрами зубьев $O_{\text{н}_i}$ направляющей и $O_{\text{ш}_i}$ шестерни во второй четверти (рис. 2) при условии $\frac{\pi}{2} < \gamma_{\text{н}_i} \leq \pi$;
 $\frac{\pi}{2} < \gamma_{\text{ш}_i} \leq \pi$.

Расстояние между центром зуба направляющей $O_{\text{н}_i}$ и центром зуба шестерни $O_{\text{ш}_i}$ обозначим M_i :

$$M_i = O_{\text{н}_i} O_{\text{ш}_i}.$$

Из $\Delta O_{\text{н}_i} O_{\text{ш}_i} E_i$ межцентровое расстояние M_i равно $M_i = \sqrt{(O_{\text{ш}_i} E_i)^2 + (O_{\text{н}_i} E_i)^2}$.

Обозначим $O_{\text{ш}_i} E_i = A_i$ и $O_{\text{н}_i} E_i = B_i$, тогда $M_i = \sqrt{A_i^2 + B_i^2}$.

Если след центра зуба $O_{\text{н}_i}$ направляющей на оси OO' расположен ниже следа центра зуба $O_{\text{ш}_i}$ шестерни (рис. 2), то $A_i = O_{\text{ш}_i} E_i = A_i B_i = O_1 A_i - O_1 B_i$, где $O_1 A_i = R_{\text{н}} \cdot \cos \gamma'_{\text{н}_i}$; $O_1 B_i = O_2 B_i - O_1 O_2$.

Из $\Delta O_2 O_{\text{ш}_i} B_i$: $O_2 B_i = R_{\text{ш}} \cdot \cos \gamma'_{\text{ш}_i}$, $O_1 O_2 = e$, $O_1 B_i = R_{\text{ш}} \cdot \cos \gamma'_{\text{ш}_i} - e$.

Тогда

$$A_i = R_{\text{н}} \cdot \cos \gamma'_{\text{н}_i} - R_{\text{ш}} \cdot \cos \gamma'_{\text{ш}_i} + e, \quad (8)$$

где $\gamma'_{\text{н}_i} = \pi - \gamma_{\text{н}_i}$, $\gamma'_{\text{ш}_i} = \pi - \gamma_{\text{ш}_i}$ – при расположении центров зубьев направляющей и шестерни во второй четверти.

Если след центра $O_{\text{н}_i}$ зуба направляющей на оси $O''O'''$ расположен правее следа центра $O_{\text{ш}_i}$ зуба шестерни (рис. 2), то $B_i = O_{\text{н}_i} E_i = O_1 D_i - O_1 C_i$, где $O_1 D_i = R_{\text{н}} \cdot \cos \gamma''_{\text{н}_i}$; $O_1 C_i = O_2 C_i = R_{\text{ш}} \cdot \cos \gamma''_{\text{ш}_i}$.

Тогда

$$B_i = R_{\text{н}} \cdot \cos \gamma''_{\text{н}_i} - R_{\text{ш}} \cdot \cos \gamma''_{\text{ш}_i}, \quad (9)$$

где $\gamma''_{\text{н}_i} = \gamma_{\text{н}_i} - \frac{\pi}{2}$; $\gamma''_{\text{ш}_i} = \gamma_{\text{ш}_i} - \frac{\pi}{2}$ – при расположении центров зубьев направляющей и шестерни во второй четверти.

Межцентровое расстояние M_i будет равно

$$M_i = \sqrt{[R_{\text{н}} \cdot \cos \gamma'_{\text{н}_i} - R_{\text{ш}} \cdot \cos \gamma'_{\text{ш}_i} + e]^2 + [R_{\text{н}} \cdot \cos \gamma''_{\text{н}_i} - R_{\text{ш}} \cdot \cos \gamma''_{\text{ш}_i}]^2}. \quad (10)$$

Расстояние между центром зуба направляющей $O_{\text{н}_i}$ и центром зуба шестерни $O'_{\text{ш}_i}$ обозначим M'_i :

$$M'_i = O_{\text{н}_i} O'_{\text{ш}_i}.$$

Из $\Delta O_{\text{н}_i} O'_{\text{ш}_i} E'_i$ межцентровое расстояние M'_i равно $M'_i = \sqrt{(O'_{\text{ш}_i} E'_i)^2 + (O_{\text{н}_i} E'_i)^2}$.

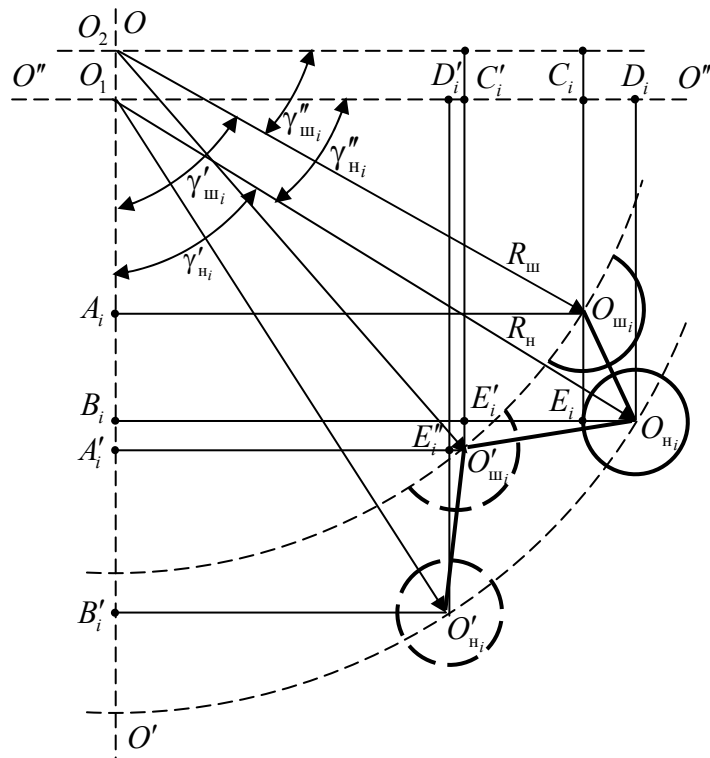


Рис. 2 – Схема определения межцентрового расстояния во второй четверти

Обозначим $A'_i = O_{ш_i} E'_i$ и $B'_i = O'_{н_i} E'_i$. Тогда $M'_i = \sqrt{A_i'^2 + B_i'^2}$.

Если след центра зуба $O_{н_i}$ направляющей на оси OO' расположен выше следа центра зуба $O'_{ш_i}$ шестерни (рис. 2), то $A'_i = O_{ш_i} E'_i = O_1 B'_i - O_1 A'_i$, где $O_1 B'_i = O_2 B' - e = R_{ш} \cdot \cos \gamma'_{ш_i} - e$; $O_1 A'_i = R_{н} \cdot \cos \gamma'_{н_i}$.

Тогда

$$A'_i = R_{ш} \cdot \cos \gamma'_{ш_i} - e - R_{н} \cdot \cos \gamma'_{н_i}. \quad (11)$$

Так как, след центра $O_{н_i}$ зуба направляющей на оси $O''O''$ расположен правее следа центра $O_{ш_i}$ зуба шестерни (рис. 2), то B'_i определяется из выражения (9), а межцентровое расстояние M'_i будет равно

$$M'_i = \sqrt{[R_{ш} \cdot \cos \gamma'_{ш_i} - e - R_{н} \cdot \cos \gamma'_{н_i}]^2 + [R_{н} \cdot \cos \gamma''_{н_i} - R_{ш} \cdot \cos \gamma''_{ш_i}]^2}. \quad (12)$$

Расстояние между центром зуба направляющей $O'_{н_i}$ и центром зуба шестерни $O'_{ш_i}$ обозначим M''_i :

$$M''_i = O'_{н_i} O'_{ш_i}.$$

Из $\Delta O'_{н_i} O'_{ш_i} E''_i$ межцентровое расстояние M''_i равно $M''_i = \sqrt{(O'_{н_i} E''_i)^2 + (O'_{ш_i} E''_i)^2}$.

Обозначим $A''_i = O'_{н_i} E''_i$ и $B''_i = O'_{ш_i} E''_i$. Тогда $M''_i = \sqrt{A''_i^2 + B''_i^2}$.

Так как, след центра зуба $O'_{н_i}$ направляющей на оси OO' расположен ниже следа центра зуба $O'_{ш_i}$ шестерни (рис. 2), то A''_i определяется из выражения (8).

Если след центра $O'_{н_i}$ зуба направляющей на оси $O''O'''$ расположен левее следа центра $O'_{ш_i}$ зуба шестерни (рис. 2), то $B''_i = O'_{ш_i}E''_i = O_1C'_i - O_1D'_i$, где $O_1C'_i = O_2C'_i = R_{ш} \cdot \cos \gamma''_{ш_i}$; $O_1D'_i = R_{н} \cdot \cos \gamma''_{н_i}$.

Тогда

$$B''_i = R_{ш} \cdot \cos \gamma''_{ш_i} - R_{н} \cdot \cos \gamma''_{н_i}, \quad (13)$$

а межцентровое расстояние M''_i будет равно

$$M''_i = \sqrt{[R_{н} \cdot \cos \gamma'_{н_i} - R_{ш} \cdot \cos \gamma'_{ш_i} + e]^2 + [R_{ш} \cdot \cos \gamma''_{ш_i} - R_{н} \cdot \cos \gamma''_{н_i}]^2}. \quad (14)$$

3) Определим межцентровые расстояния M_i между центрами зубьев $O_{н_i}$ направляющей и $O_{ш_i}$ шестерни в третьей четверти (рис. 3) при условии $\pi < \gamma_{н_i} \leq \frac{3\pi}{2}$;

$$\pi < \gamma_{ш_i} \leq \frac{3\pi}{2}.$$

Расстояние между центром зуба направляющей $O_{н_i}$ и центром зуба шестерни $O_{ш_i}$ обозначим M_i :

$$M_i = O_{н_i} O_{ш_i}.$$

Из $\Delta O_{н_i} O_{ш_i} E_i$ межцентровое расстояние M_i равно $M_i = \sqrt{(O_{н_i} E_i)^2 + (O_{ш_i} E_i)^2}$.

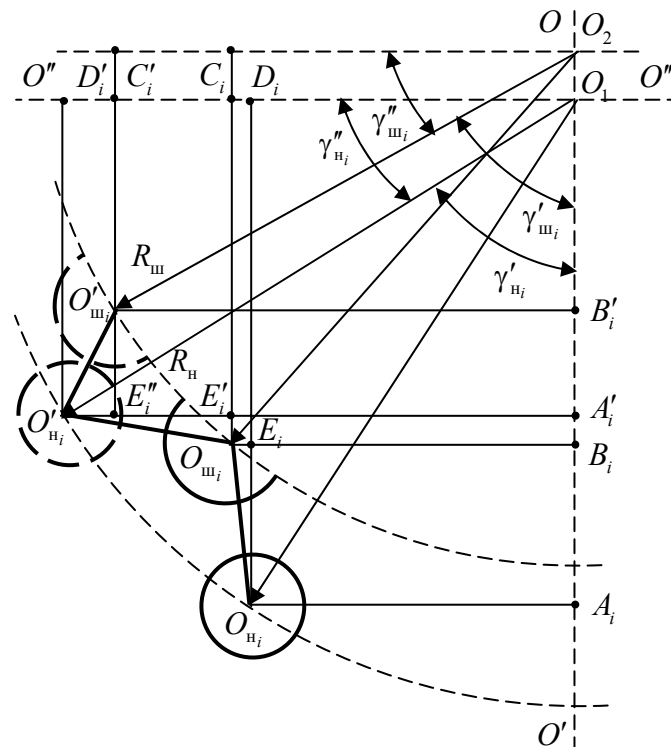


Рис. 3 – Схема определения межцентрового расстояния в третьей четверти

Обозначим $O_{н_i} E_i = A_i$ и $O_{ш_i} E_i = B_i$, тогда $M_i = \sqrt{A_i^2 + B_i^2}$.

Так как, след центра зуба $O_{н_i}$ направляющей на оси OO' расположен ниже

следа центра зуба $O_{ш_i}$ шестерни (рис. 3), то A_i определяется из выражения (8), с учетом, что $\gamma'_{н_i} = \gamma_{н_i} - \pi$; $\gamma'_{ш_i} = \gamma_{ш_i} - \pi$ – при расположении центров зубьев направляющей и шестерни третьей четверти.

Так как, след центра $O_{н_i}$ зуба направляющей на оси $O''O'''$ расположен правее следа центра $O_{ш_i}$ зуба шестерни (рис. 3), то B_i определяется из выражения (13), с учетом, что $\gamma''_{н_i} = \frac{3\pi}{2} - \gamma_{н_i}$, $\gamma''_{ш_i} = \frac{3\pi}{2} - \gamma_{ш_i}$ – при расположении центров зубьев направляющей и шестерни в третьей четверти.

Межцентровое расстояние M_i определяется из выражения (14).

Расстояние между центром зуба направляющей $O'_{н_i}$ и центром зуба шестерни $O'_{ш_i}$ обозначим M'_i :

$$M'_i = O'_{н_i} O'_{ш_i}.$$

Из $\Delta O'_{н_i} O'_{ш_i} E'_i$ межцентровое расстояние M'_i равно $M'_i = \sqrt{(O'_{ш_i} E'_i)^2 + (O'_{н_i} E'_i)^2}$.

Обозначим $A'_i = O'_{ш_i} E'_i$ и $B'_i = O'_{н_i} E'_i$. Тогда $M'_i = \sqrt{A_i'^2 + B_i'^2}$.

Так как, след центра зуба $O'_{н_i}$ направляющей на оси OO' расположен выше следа центра зуба $O'_{ш_i}$ шестерни (рис. 3), то A'_i определяется из выражения (11).

Так как, след центра $O'_{ш_i}$ зуба направляющей на оси $O''O'''$ расположен левее следа центра $O'_{н_i}$ зуба шестерни (рис. 3), то B'_i определяется из выражения (9), а межцентровое расстояние M'_i – из выражения (12).

Расстояние между центром зуба направляющей $O''_{н_i}$ и центром зуба шестерни $O''_{ш_i}$ обозначим M''_i :

$$M''_i = O''_{н_i} O''_{ш_i}.$$

Из $\Delta O''_{н_i} O''_{ш_i} E''_i$ межцентровое расстояние M''_i равно $M''_i = \sqrt{(O''_{ш_i} E''_i)^2 + (O''_{н_i} E''_i)^2}$.

Обозначим $A''_i = O''_{ш_i} E''_i$ и $B''_i = O''_{н_i} E''_i$. Тогда $M''_i = \sqrt{A_i''^2 + B_i''^2}$.

Так как, след центра зуба $O''_{н_i}$ направляющей на оси OO' расположен ниже следа центра зуба $O''_{ш_i}$ шестерни (рис. 3), то A''_i определяется из выражения (8).

Так как, след центра $O''_{ш_i}$ зуба направляющей на оси $O''O'''$ расположен левее следа центра $O''_{н_i}$ зуба шестерни (рис. 3), то B''_i определяется из выражения (9), а межцентровое расстояние M''_i – из выражения (10).

Определение межцентровых расстояний между центрами зубьев направляющей и шестерни, расположенных в третьей четверти по выражениям (10), (12) и (14) производится с учетом, что $\gamma'_{н_i} = \gamma_{н_i} - \pi$, $\gamma'_{ш_i} = \gamma_{ш_i} - \pi$, а $\gamma''_{н_i} = \frac{3\pi}{2} - \gamma_{н_i}$, $\gamma''_{ш_i} = \frac{3\pi}{2} - \gamma_{ш_i}$.

4) Определим межцентровые расстояния M_i между центрами зубьев $O_{н_i}$ направляющей и $O_{ш_i}$ шестерни в четвертой четверти (рис. 4) при условии

$$\frac{3\pi}{2} < \gamma_{н_i} \leq 2\pi; \quad \frac{3\pi}{2} < \gamma_{ш_i} \leq 2\pi.$$

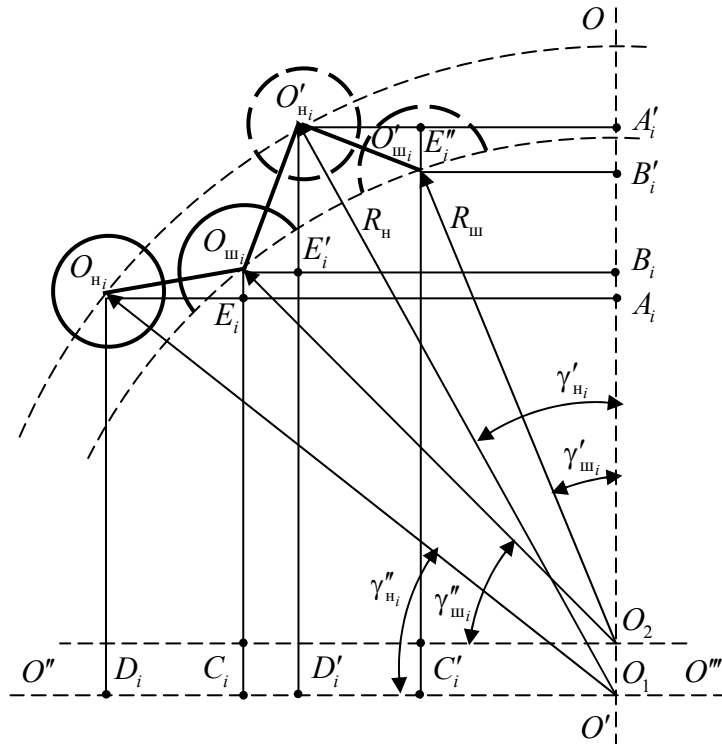


Рис. 4 – Схема определения межцентрового расстояния в четвертой четверти

Расстояние между центром зуба направляющей $O_{н_i}$ и центром зуба шестерни $O_{ш_i}$ обозначим M_i :

$$M_i = O_{н_i} O_{ш_i}.$$

Из $\Delta O_{н_i} O_{ш_i} E_i$ межцентровое расстояние M_i равно $M_i = \sqrt{(O_{ш_i} E_i)^2 + (O_{н_i} E_i)^2}$.

Обозначим $A_i = O_{ш_i} E_i$ и $B_i = O_{н_i} E_i$. Тогда $M_i = \sqrt{A_i^2 + B_i^2}$.

Так как, след центра зуба $O_{н_i}$ направляющей на оси OO' расположен ниже следа центра зуба $O_{ш_i}$ шестерни (рис. 4), то A_i определяется аналогично выражению (6) и равно

$$A_i = R_{ш_i} \cdot \cos \gamma'_{ш_i} + e - R_{н_i} \cdot \cos \gamma'_{н_i}, \quad (15)$$

где $\gamma'_{н_i} = 2\pi - \gamma_{н_i}$, $\gamma'_{ш_i} = 2\pi - \gamma_{ш_i}$ – при расположении центров зубьев направляющей и шестерни в четвертой четверти.

Так как, след центра $O_{н_i}$ зуба направляющей на оси $O''O'''$ расположен левее следа центра $O_{ш_i}$ зуба шестерни (рис. 4), то B_i определяется из выражения (9), с учетом, что $\gamma''_{н_i} = \gamma_{н_i} - \frac{3\pi}{2}$, $\gamma''_{ш_i} = \gamma_{ш_i} - \frac{3\pi}{2}$ – при расположении центров зубьев направляющей и шестерни в четвертой четверти.

Межцентровое расстояние M_i будет равно:

$$M_i = \sqrt{[R_{ш} \cdot \cos \gamma'_{ш_i} + e - R_{н} \cdot \cos \gamma'_{н_i}]^2 + [R_{ш} \cdot \cos \gamma''_{ш_i} - R_{н} \cdot \cos \gamma''_{н_i}]^2}. \quad (16)$$

Расстояние между центром зуба направляющей $O'_{н_i}$ и центром зуба шестерни $O_{ш_i}$ обозначим M'_i :

$$M'_i = O'_{н_i} O_{ш_i}.$$

Из $\Delta O'_{н_i} O_{ш_i} E'_i$ межцентровое расстояние M'_i равно $M'_i = \sqrt{(O'_{н_i} E'_i)^2 + (O_{ш_i} E'_i)^2}$.

Обозначим $O'_{н_i} E'_i = A_i$ и $O_{ш_i} E'_i = B_i$, тогда $M'_i = \sqrt{A_i^2 + B_i^2}$.

Так как, след центра зуба $O'_{н_i}$ направляющей на оси OO' расположен выше следа центра зуба $O_{ш_i}$ шестерни (рис. 4), то A'_i определяется аналогично выражению (1) и равно

$$A'_i = R_{н} \cdot \cos \gamma'_{н_i} - R_{ш} \cdot \cos \gamma'_{ш_i} - e. \quad (17)$$

Так как след центра $O_{ш_i}$ зуба направляющей на оси $O''O''$ расположен правее следа центра $O_{ш_i}$ зуба шестерни (рис. 4), то B'_i определяется из выражения (13), а межцентровое расстояние M'_i будет равно:

$$M'_i = \sqrt{[R_{н} \cdot \cos \gamma'_{н_i} - R_{ш} \cdot \cos \gamma'_{ш_i} - e]^2 + [R_{ш} \cdot \cos \gamma''_{ш_i} - R_{н} \cdot \cos \gamma''_{н_i}]^2}. \quad (18)$$

Расстояние между центром зуба направляющей $O'_{н_i}$ и центром зуба шестерни $O'_{ш_i}$ обозначим M''_i :

$$M''_i = O'_{н_i} O'_{ш_i}.$$

Из $\Delta O'_{н_i} O'_{ш_i} E''_i$ межцентровое расстояние M''_i равно $M''_i = \sqrt{(O'_{ш_i} E''_i)^2 + (O'_{н_i} E''_i)^2}$.

Обозначим $A''_i = O'_{ш_i} E''_i$ и $B''_i = O'_{н_i} E''_i$. Тогда $M''_i = \sqrt{A''_i^2 + B''_i^2}$.

Так как, след центра зуба $O'_{н_i}$ направляющей на оси OO' расположен выше следа центра зуба $O'_{ш_i}$ шестерни (рис. 4), то A''_i определяется из выражения (17).

Так как, след центра $O'_{ш_i}$ зуба направляющей на оси $O''O''$ расположен левее следа центра $O'_{ш_i}$ зуба шестерни (рис. 4), то B''_i определяется из выражения (9), а межцентровое расстояние M''_i будет равно

$$M''_i = \sqrt{[R_{н} \cdot \cos \gamma'_{н_i} - R_{ш} \cdot \cos \gamma'_{ш_i} - e]^2 + [R_{н} \cdot \cos \gamma''_{н_i} - R_{ш} \cdot \cos \gamma''_{ш_i}]^2}. \quad (19)$$

Определение межцентровых расстояний между центрами зубьев направляющей и шестерни, расположенных в третьей четверти по выражениям (17)–(19) производится

с учетом, что $\gamma'_{н_i} = 2\pi - \gamma_{н_i}$, $\gamma'_{ш_i} = 2\pi - \gamma_{ш_i}$, а $\gamma''_{н_i} = \gamma_{н_i} - \frac{3\pi}{2}$, $\gamma''_{ш_i} = \gamma_{ш_i} - \frac{3\pi}{2}$.

Разработанная методика определения межцентровых расстояний между зубьями элементов вытеснительной системы позволяет определить изменение зазоров между зубьями вытеснителей (шестерни и направляющей) гидровращателя планетарного типа.

УДК 621.224

К.А. МИРОНОВ, канд. техн. наук; доц. НТУ «ХПИ»;
Л.К. ЯКОВЛЕВА, ст. преп. НТУ «ХПИ»;
А.А. ГУЛАХМАДОВ, аспірант НТУ «ХПИ»

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ПРОТОЧНЫХ ЧАСТЕЙ РАДИАЛЬНО-ОСЕВЫХ ГИДРОТУРБИН

В статье рассматриваются вопросы о совершенствовании проточных частей радиально-осевых гидротурбин с помощью разработанного комплекса программ. Он применяется для проектирования и расчета лопастных систем радиально-осевых рабочих колес и для построения прогнозной универсальной характеристики радиально-осевой гидротурбины. Приводится блок-схема разработанного комплекса программ и описывается методика проектирования проточных частей радиально-осевых гидротурбин.

Ключевые слова: радиально-осевая гидротурбина, проточная часть, рабочее колесо, лопастная система.

Введение

Повышение стоимости угля, нефти и газа приводит к нехватке энергоресурсов, поэтому роль ГЭС и ГАЭС, в надежности снабжения потребителей электроэнергией, непрерывно возрастает.

Разрабатываемые и поставляемые на рынок гидротурбины (ГТ) должны обеспечивать высокие технико-экономические показатели, надежность и долговечность, что позволит обеспечить высокую конкурентоспособность ГТ на внешнем и внутреннем рынке. Это возможно только в случае существенного улучшения энергетических, кавитационных и других характеристик ГТ, прежде всего, на расчетных режимах работы.

Цель работы

Совершенствование проточных частей (ПЧ) радиально-осевых (РО) ГТ, путем улучшения их энергокавитационных характеристик.

Для достижения поставленной цели были сформулированы и решены следующие **задачи**:

- разработать методику проектирования ПЧ РО ГТ;
- разработать комплекс программ, позволяющий рассчитывать и прогнозировать энергокавитационные характеристики РО ГТ.

Решение

Для обеспечения высоких энергокавитационных показателей ПЧ ГТ необходимо проводить всесторонний гидродинамический анализ элементов ПЧ с использованием современных пакетов прикладных программ *CFD*. Данные пакеты позволяют рассчитать вязкий турбулентный поток в полости ГТ любой сложности [1, 2], но данные пакеты можно использовать, в виду их трудоемкости, только после того, когда будут определены геометрические параметры элементов ПЧ ГТ [3–5].

При проектировании лопастной системы нового рабочего колеса (РК) необходимо определить его линейные размеры не с помощью пакетов прикладных программ *CFD*, а каким-нибудь иным способом [3, 4]. На кафедре гидромашин НТУ «ХПИ» разработаны упрощенные модели, учитывающие большое количество факторов: рабочие параметры ГТ, геометрические и кинематические характеристики элементов ПЧ, изменяющиеся в процессе ее проектирования [4, 6, 7].

Разработанная программа позволяет, как проектировать новые, так и модернизировать имеющиеся лопастные системы РК РО ГТ любой быстроходности. После проектирования РК РО ГТ с учетом геометрии элементов подвода (спиральная камера, статор, направляющий аппарат) и отвода (отсасывающая труба) проводится расчет и построение прогнозной универсальной характеристики РО ГТ. Блок-схемы разработанного комплекса программ показаны на рис. 1, 2.

Разработанный комплекс программ позволяет в сжатые сроки спроектировать, рассчитать и спрогнозировать энергокавитационные характеристики РО РК. Он избавляет проектировщика от необходимости выполнения рутинных операций, что значительно уменьшает время необходимое для разработки нового РК. Также оказывает помощь в расчете обтекания лопастных систем и обработке полученных результатов.

В общем случае процесс проектирования лопастной системы РК РО ГТ можно разделить на следующие блоки (рис. 1):

- 1) Выбор параметров расчета.
- 2) Выбор полости РК (из базы данных).
- 3) Расчет и построение меридионального потока в полости РК.
- 4) Задание граничных условий, местоположение входных и выходных кромок лопасти и др.
- 5) Профилирование бесконечно тонкой лопасти.
- 6) Построение профилей конечной толщины на поверхностях тока, компоновка профилей (построение лопасти).
- 7) Учет стеснения потока лопастной системой, корректировка меридионального потока и повторение пунктов 4–6 (2-е приближение).
- 8) Расчет параметров спроектированного РК, его корректировка, если это необходимо.
- 9) Выпуск чертежей.

Весь этот процесс реализован в программе проектирования и расчета РО РК (рис. 1).

В программе реализован одномерный метод профилирования лопастной системы РК на конформном цилиндре, данный метод, в отличие от других одномерных методов [8] более точен и его проще алгоритмизировать. При отображении профиля на конформный цилиндр, его линейные размеры искажаются, а величины углов остаются неизменными.

Идея метода заключается в следующем:

1 Строится конформный цилиндр с заданным углом охвата и выбранным радиусом.

2 На развертке конформного цилиндра по известным углам входа и выхода РК строится профиль бесконечной толщины.

3 Построенный профиль бесконечной толщины наращивается нерасчетным методом по известному закону распределения толщин (в зависимости от быстроходности ГТ).

После выполнения профилирования и построения лопастей конечной толщины рассчитывается структура потока, которая будет в полости РК, с учетом стеснения жидкости лопастной системой.

Для оценки энергокавитационных качеств разработанной лопастной системы выполняется расчет обтекания решеток профилей в слое переменной толщины с помощью метода ЦКТИ [9].

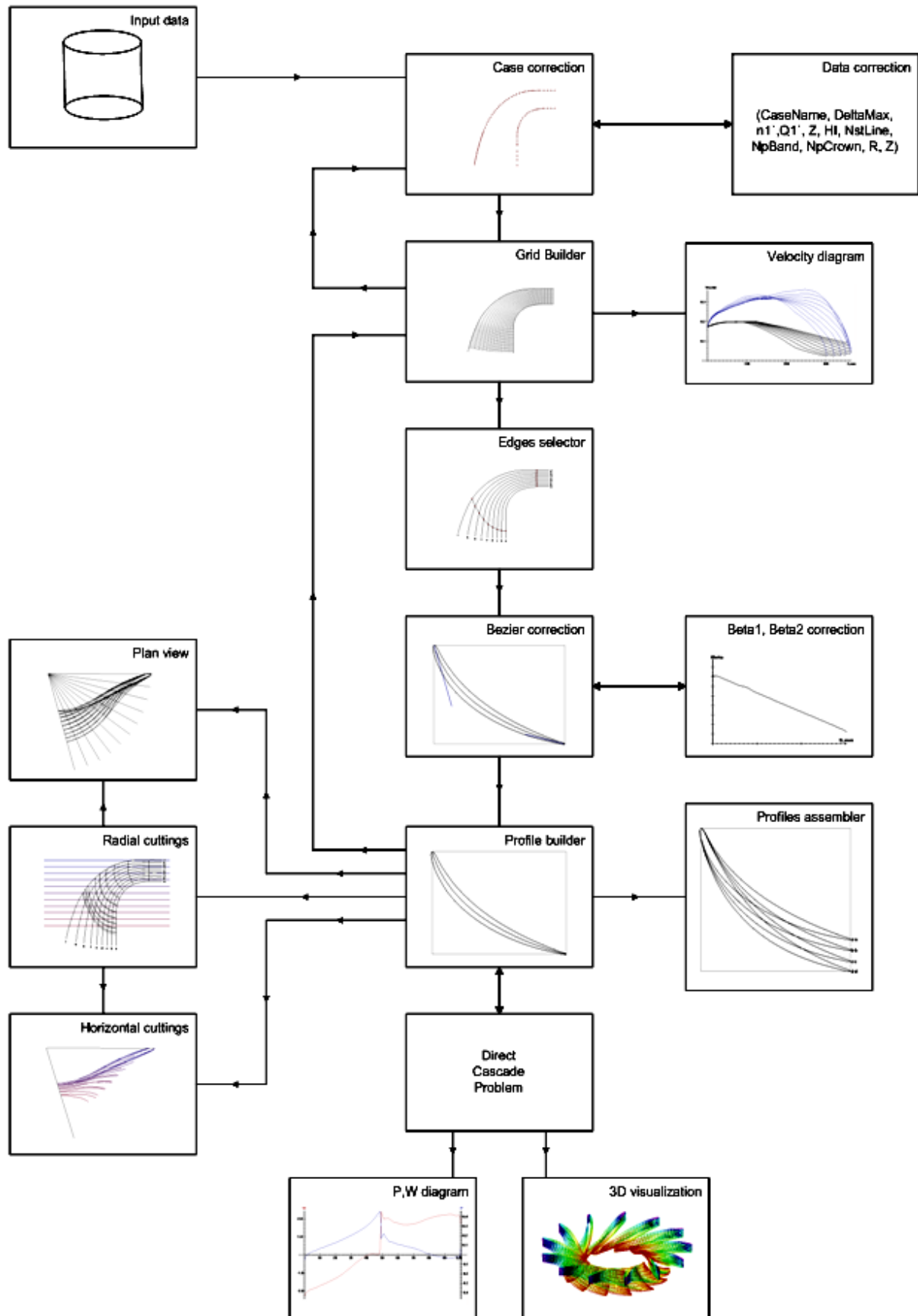


Рис. 1 – Блок-схема програми проектування і розрахунку РО РК

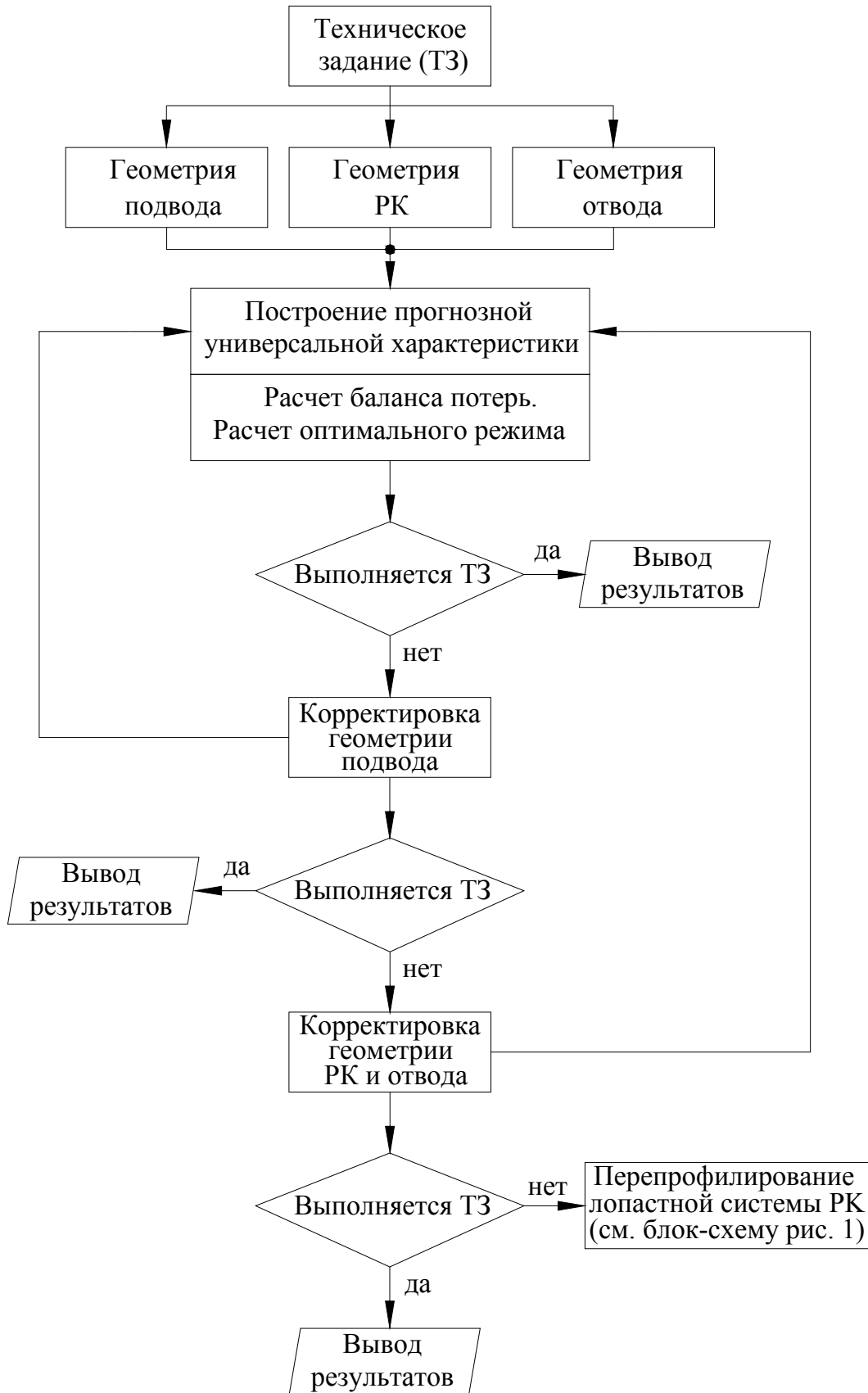


Рис. 2 – Блок-схема программы построения прогнозной универсальной характеристики РО ГТ

Полученные данные о геометрии подвода (на начальных этапах проектирования геометрия подвода выбирается из базы данных, с учетом рекомендаций [10, 11]), лопастной системы РК (рис. 1) и отвода (из базы данных) используются для построения прогнозной универсальной характеристики ГТ (рис. 2) [4, 5, 11].

Методика проектирования ПЧ РО ГТ включает в себя несколько этапов [4, 11]:

1 Первый этап предусматривает согласование элементов ПЧ по кинематическим характеристикам, что приводит к уменьшению гидравлических потерь. Также на первом этапе профилируют лопастные системы, с проверкой их плавности.

2 На втором этапе выполняют расчет обтекания полученных решеток профилей по двумерным моделям, определяются различные, принятые в гидротурбиностроении, категории потерь: ударные, профильные и циркуляционные. Полученные данные позволяют оценить качество спроектированных лопастных систем.

3 Третий этап предусматривает построение прогнозной универсальной характеристики РО ГТ и составление баланса потерь в ней, что позволяет судить о формировании оптимального режима и уровне КПД в целом.

4 На четвертом этапе проводится анализ и выбор направления модификации или модернизации полученной геометрии ПЧ. На завершающей стадии данного этапа проводится оптимизация разработанной ПЧ ГТ. Четвертый этап отводится для трехмерного моделирования разработанной ПЧ РО ГТ. С помощью трехмерных моделей течения *CFD* исследуется в целом картина течения в ПЧ, с учетом взаимного влияния соседних элементов и окончательно корректируется ее геометрия.

Основное внимание при проектировании ПЧ РО ГТ на низкие и средние напоры необходимо уделять совершенствованию лопастных систем РК, т.к. (3–5) % потерь связано с потерями в РК, в подводе и отводе потери составляют (1–2) %. Для высоконапорных РО ГТ потери в РК составляют (1–2) %, а в подводе и отводе до 5 %. Роль направляющего аппарата (НА) в формировании энергетических характеристик высоконапорных ГТ, из всех элементов подвода, наиболее значительна, т.к. потери энергии в НА превышают суммарные потери в спиральной камере и статоре (даже на оптимальном режиме эти потери достигают до 2,5 %). Структура потока и величина потерь энергии в НА зависит от формы профиля лопатки НА и от режима работы ГТ [10–13].

Одним из перспективных направлений совершенствования ПЧ РО ГТ является проектирование комбинированных спиральных камер (по различным законам изменения скорости вдоль спирального канала), различных по форме колонн статора (для каждого квадранта спиральной камеры), специализированных профилей лопаток НА (со скошенной выходной кромкой), X-образных лопастей РК или со сплиттерами, а также с нерадиальными входными и выходными кромками.

Выводы

1 Разработана методика проектирования ПЧ РО ГТ.

2 Предложена программа на языке программирования C^{++} . Она позволяет в сжатые сроки спроектировать, рассчитать и спрогнозировать характеристики РО РК. С ее помощью проводится численный анализ влияния геометрических параметров разработанных лопастных систем РО РК на их энергокавитационные характеристики.

3 Созданный комплекс программ дает возможность проектировщику, после окончательного выбора геометрических параметров ПЧ, построить прогнозную универсальную характеристику РО ГТ.

Список литературы: 1. *Minkowycz, W.J.* Handbook of Numerical Heat Transfer [Text] / W.J. Minkowycz, E.M. Sparrow, J.Y. Murthy. – [2 ed.] – Wiley, 2006. – 984 с. 2. *Paul G. Tucker.* Computation of Unsteady Internal Flows – Fundamental Methods with Case Studies [Text] / Paul G. Tucker. – Springer, 2001. – 376 с. 3. *Brekke, H.* A review on Turbine Design [Text] / H. Brekke // Proc. of the XXI Symp. IAHN. – 9-12 Sept. 2002. – Lausanne, 2002. – P. 1-8. 4. *Барлит, В.В.* Расчет и проектирование проточной части реактивных гидротурбин на основе численного моделирования рабочего процесса [Текст]: учеб. пособие / В.В. Барлит, К.А. Миронов, А.В. Власенко, Л.К. Яковлева. – Х.: НТУ «ХПИ», 2008. – 216 с. 5. *Колычев, В.А.* Моделирование энергетических характеристик гидротурбин на начальном этапе проектирования [Текст] / В.А. Колычев, И.И. Тыньянова, К.А. Миронов // Восточно-европейский журнал передовых технологий. – Х., 2010. – № 1/6 (43). – С. 27-38. 6. *Миронов, К.А.* Комплекс прикладных программ для проектирования и расчета радиально-осевых рабочих колес гидротурбин [Текст] // Вісник НТУ «ХП». – Х.: НТУ «ХП», 2007. – № 17. – С. 18-25. 7. *Миронов, К.А.* Ускорение процедуры проектирования и расчета рабочих колес радиально-осевых гидротурбин [Текст] / К.А. Миронов, Л.К. Яковлева, А.А. Гулахмадов // Сборник научных трудов *SWorld*. Материалы международной научно-практической конференции «Современные направления теоретических и прикладных исследований '2013». – Выпуск 1. Том 6. – Одесса: Куприенко, 2013. – ЦИТ: 113-0187. – С. 23-27. 8. *Барлит, В.В.* Гидравлические турбины / В.В. Барлит. – К.: Вища школа, 1977. – 360 с. 9. *Барлит, В.В.* Расчет обтекания решеток профилей лопастных систем гидромашин [Текст]: учеб.-метод. пособие / В.В. Барлит, В.В. Бородаевский, Л.К. Яковлева. – Х.: НТУ «ХПИ», 2005. – 56 с. 10. *Барлит, В.В.* Влияние формы лопатки направляющего аппарата на энергетические характеристики высоконапорной радиально-осевой гидротурбины РО 500 [Текст] / В.В. Барлит, В.В. Бородаевский, А.И. Битгенек [и др.] // Сборник трудов гидравлические машины. – Харьков, 1979. – Вып. 13. – С. 106-114. 11. *Миронов, К.А.* Создание высокоэффективных проточных частей высоконапорных радиально-осевых гидротурбин [Текст] / К.А. Миронов, И.И. Тыньянова, А.А. Гулахмадов // Нові рішення в сучасних технологіях. Вісник НТУ «ХП»: Зб. наук. праць. – Х.: НТУ «ХП», 2012. – № 50(956). – С. 127-133. – ISSN 2079.3944. 12. *Сухоребрый, П.Н.* Характеристики пространственного турбулентного потока и потери энергии в элементах проточной части гидротурбины РО 500 [Текст] / П.Н. Сухоребрый, В.В. Барлит, В.Э. Дранковский [и др.] // Проблемы машиностроения. – Х., 2004. – Т. 7, № 3. – С. 13-20. 13. *Миронов, К.А.* Улучшение энергетических показателей рабочих колес гидротурбины РО500 при помощи численного моделирования течения в проточной части [Текст] / К.А. Миронов, В.В. Барлит, С. Рао, Л.К. Харвани // Вісник НТУ «ХП». – Х.: НТУ «ХП», 2004. – № 12. – С. 41-48.

Поступила в редколлегию 13.09.13

УДК 621.224

Совершенствование проточных частей радиально-осевых гидротурбин [Текст] / К.А. Миронов, Л.К. Яковлева, А.А. Гулахмадов // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХП», 2014. – № 1(1044). – С. 146-151. – Бібліогр.: 13 назв. – ISSN 2078-774X.

У статті розглядаються питання про вдосконалення проточних частин радіально-осьових гідротурбін з допомогою розробленого комплексу програм. Він застосовується для проектування і розрахунку лопатевих систем радіально-осьових робочих коліс і для побудови прогнозуної універсальної характеристики радіально-осьової гідротурбіни. Наводиться блок-схема розробленого комплексу програм і описується методика проектування проточних частин радіально-осьових гідротурбін.

Ключові слова: радіально-осьові гідротурбіни, проточна частина, робоче колесо, лопатева система.

The article considers the issues on improvement of flow space in Francis turbine with the help of the developed complex programs. He used to design and calculation of blade system and for the construction of the prediction performance description for a Francis turbine. Provides a block diagram of the developed complex of programs and explains the methodology for the design of flow space in Francis turbine.

Keywords: Francis turbine, flow space, runner, blade system.

УДК 62.82

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

К ВОПРОСУ ВЛИЯНИЯ ДИАМЕТРА ПОРШНЯ ОДНОШТОКОВОГО ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ЦИЛИНДРА НА ПЕРЕХОДНЫЕ ПРОЦЕССЫ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО МОДУЛЯ

Рассматривается гидравлический модуль с одноштоковым вертикальным гидравлическим цилиндром, шток которого ориентированный вверх, дроссели расположены в напорной и сливной магистралях, направление нагрузки совпадает с втягиванием штока. Представлена математическая модель. Выполнен расчет переходных процессов при различных значениях диаметра поршня. Приведены результаты расчетов и их анализ.

Ключевые слова: гидравлический привод, гидравлический цилиндр, переходные процессы.

Введение

В современных технологических машинах широко применяется гидравлический привод. Поэтому вопрос влияния параметров гидравлического цилиндра (ГЦ) на работу привода на переходных режимах является актуальным. В [1] рассмотрено влияние диаметра штока на переходные процессы (ПП) гидравлического модуля.

Цель статьи

Целью данной статьи является исследование влияния геометрических параметров ГЦ, а именно диаметра поршня, на ПП гидравлического привода с одноштоковым вертикальным ГЦ.

Описание объекта исследований

В качестве объекта исследований принят гидравлический привод с одноштоковым вертикальным ГЦ, шток которого ориентированный вверх. В работах [2–5] приведена классификация приводов с одноштоковым ГЦ в зависимости от направления движения поршня, направления действия нагрузки, наличия или отсутствия дросселя (или регулятора расхода) и расположения его в напорной или сливной магистралях.

По упомянутой классификации рассматриваемый привод относится к модулю № 8 (рис. 1). Он состоит из ГЦ, гидравлического распределителя (двухпозиционного четырехлинейного), дросселей с обратными клапанами, расположенными в напорной и сливной магистралях; напорной магистрали, соединенной с насосом и сливной магистрали, соединенной с баком. Шток ГЦ выдвигается, направление движения совпадает с втягиванием штока ГЦ.

Математическая модель рассматриваемого гидравлического модуля

При построении математической модели применяются следующие допущения [5]: отсутствуют утечки рабочей жидкости (РЖ); сухое трение равно нулю; волновые процессы в трубопроводах отсутствуют; температура РЖ постоянная (т.е. постоянным считаем коэффициент кинематической вязкости и силы трения); потери на трение в магистралях и в гидравлической аппаратуре не учитываются; давление в сливной магистрали равно нулю; радиальный зазор между втулкой и золотником в золотниковых распределителях принимаем равным нулю; рабочие кромки считаем острыми; принимаем постоянным модуль упругости РЖ E .

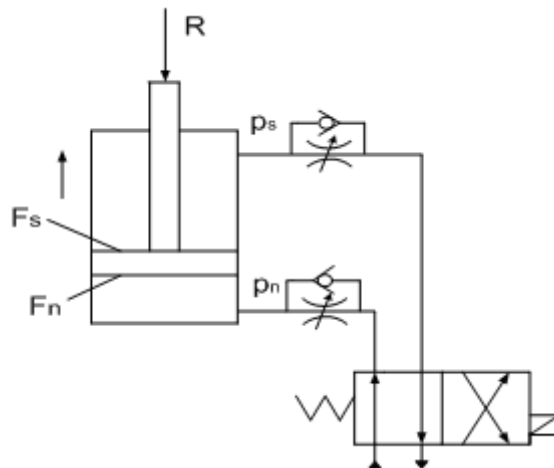


Рис. 1 – Гидравлический модуль

Математическая модель рабочего процесса выдвигания штока ГЦ (перемещения штока вверх) представляет собой систему следующих уравнений.

1) Уравнение динамического равновесия поршня

$$m \frac{d^2 y}{dt^2} = p_s F_s - p_n F_n + R - R_t, \quad (1)$$

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

2) Уравнение расхода РЖ, поступающего в поршневую полость ГЦ

$$Q_{un} = Q_{перn} + Q_{сжn}, \quad (2)$$

где $Q_{перn} = VF_n$ – расход на перемещение поршня ГЦ; $Q_{сжn} = (W_n/E)dp_n/dt$ – расход на сжатие РЖ в поршневой полости ГЦ (здесь $W_n = W_{0n} + F_n y$ – объем РЖ в поршневой полости ГЦ; W_{0n} – начальный объем в поршневой полости ГЦ; y – перемещение поршня ГЦ).

$$Q_{un} = F_n V + \frac{(W_{0n} + F_n y)}{E} \frac{dp_n}{dt}. \quad (3)$$

3) Уравнение расхода РЖ, вытекающего из штоковой полости ГЦ

$$Q_{us} = Q_{перs} - Q_{сжs}, \quad (4)$$

где $Q_{перs} = VF_s$ – расход на перемещение поршня; $Q_{сжs} = (W_s/E)dp_s/dt$ (здесь $W_s = W_{0s} - F_s y$ – объем РЖ в штоковой полости ГЦ; W_{0s} – начальный объем РЖ в штоковой полости ГЦ).

$$Q_{us} = F_s V - \frac{(W_{0s} - F_s y)}{E} \frac{dp_s}{dt}. \quad (5)$$

4) Уравнение расхода РЖ через дроссель в напорной магистрали

$$Q_{dn} = \mu_{dn} f_{dn} \sqrt{\frac{2g(p_n - p_n)}{\gamma}}, \quad (6)$$

где μ_{dn} – коэффициент расхода дросселя; γ – удельный вес РЖ; g – ускорение свободного падения; f_{dn} – площадь проходного сечения дросселя; $p_n - p_n = \Delta p_d$ – перепад давления на дросселе 1 (здесь p_n – давление питания).

5) Уравнение расхода РЖ через дроссель в сливной магистрали:

$$Q_{ds} = \mu_{ds} f_{ds} \sqrt{\frac{2gp_s}{\gamma}}, \quad (7)$$

где μ_{ds} – коэффициент расхода дросселя; f_{ds} – площадь проходного сечения дросселя.

6) Уравнение неразрывности

$$Q_{un} = Q_{dn}; \quad Q_{us} = Q_{ds}. \quad (8)$$

После соответствующих преобразований, введя $dy/dt = V$, получим следующую математическую модель рабочего процесса выдвигания штока вверх:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{dy}{dt} = V; \\ \frac{dV}{dt} = \frac{1}{m} (-p_s F_s + p_n F_n - R - R_t); \\ \frac{dp_s}{dt} = \left(-\mu f_{ds} \sqrt{\frac{2}{\rho} p_s} + V F_s \right) \frac{E}{W_{0s} - F_s y}; \\ \frac{dp_n}{dt} = \left(-\mu f_{dn} \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_n - p_n)} - V F_n \right) \frac{E}{W_{0n} + F_n y}, \end{array} \right. \quad (9)$$

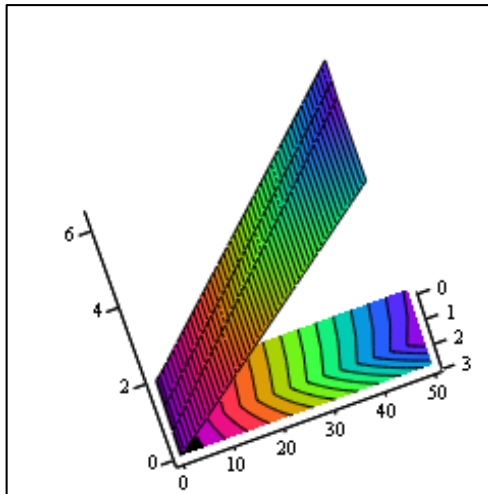
Моделирование переходных процессов исследуемого модуля

При моделировании были приняты следующие исходные данные: $d = 3,2$ см – диаметр штока; $R = 39$ кгс – нагрузка; $E = 14000$ кгс/см² – модуль упругости РЖ; $\gamma = 0,0009$ кгс/см³ – удельный вес РЖ; $g = 980$ см/с² – ускорение свободного падения; $p_n = 63$ кгс/см² – давление насоса; $\mu = 0,62$ – коэффициент расхода; $R_t = 1$ кгс – сила трения; $F_s = \pi(D^2 - d^2)/4 = 11,592$ см² – эффективная площадь штоковой полости ГЦ; $f_{dn} = f_{ds} = 0,15$ см² – площади проходных сечений дросселей; $L = 19$ см – максимальный ход поршня; $W_c = F_n \cdot L$ – максимальный объем РЖ в ГЦ.

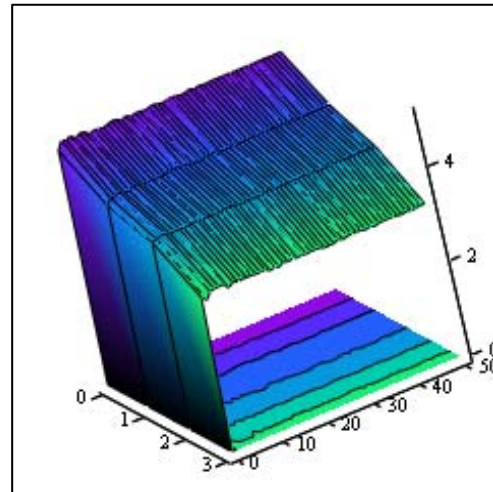
Связь между объемами РЖ в полостях ГЦ: $W_{0s} = W_c - W_{0n}$.

Расчет ПП работы рассматриваемого гидравлического модуля проводился при следующих значениях диаметра поршня $D = 5,6; 6,0; 6,3; 7,0$ см.

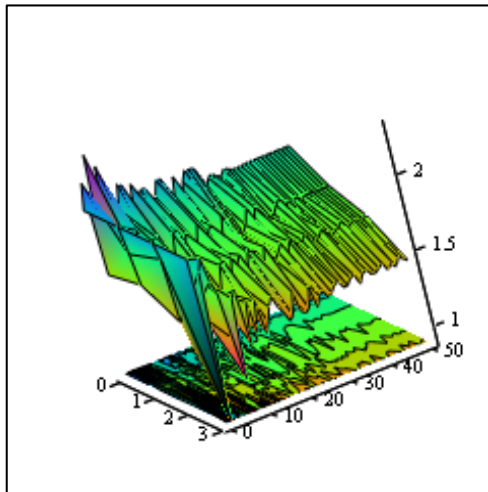
Моделировался процесс разгона. Полученная система нелинейных дифференциальных уравнений решалась методом Рунге-Кутты в универсальной системе *MathCAD*.



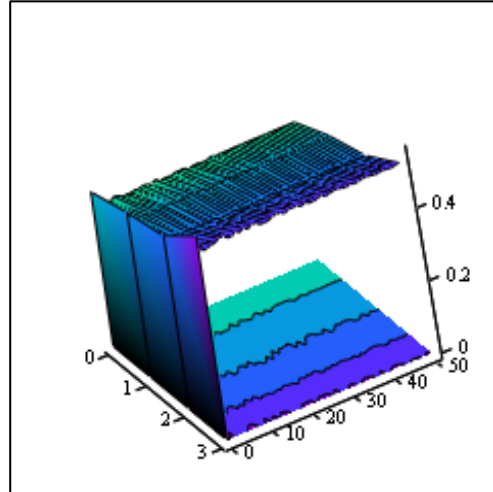
Y, Y



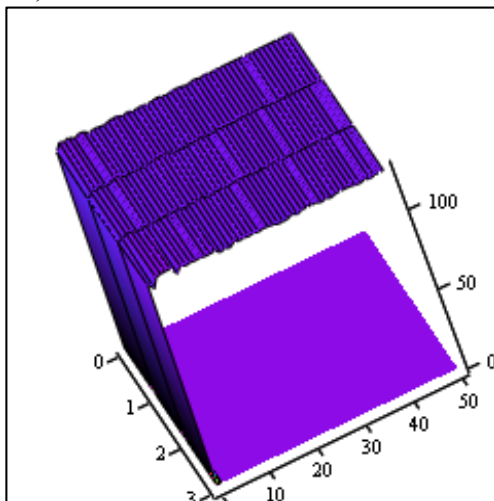
V, V



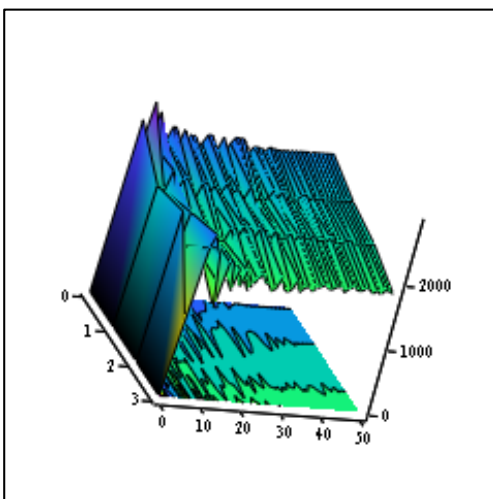
P1, P1



P2, P2



Q, Q



NP, NP

Рис. 2 –Переходные процессы исследуемого гидравлического модуля:
0–4 – варианты изменения диаметра поршня (5,6; 6,0; 6,3; 7,0 см, соответственно);
0–50 – точки переходного процесса

При расчете ПП затраченная мощность определялась по формуле

$$N = k Q_{цн} p_n,$$

где k – переводной коэффициент.

Результаты расчетов приведены на рис. 2. На них представлены переходные процессы в стандартных для *MathCAD* обозначениях. Переходные процессы $y(t)$, $V(t)$; $p_n(t)$, $p_s(t)$, $Q_{цн}(t)$, $N(t)$ в режиме разгона имеет вид затухающих колебаний.

Анализ результатов расчета ПП показывает, что при $D = 6,3$ см переходные процессы имеют меньшие амплитуды колебаний. Это соответствует соотношению $D = 0,5d$. Поэтому при проектировании целесообразно суживать известный диапазон с $D = (0,4-0,5)d$ до $D = 0,5d$.

Выводы

1 Приведена математическая модель гидравлического модуля с одноштоковым вертикальным гидравлическим цилиндром, шток которого ориентированный вверх, дроссели расположены в напорной и сливной магистралях, направление нагрузки совпадает с втягиванием штока.

2 Выполнено моделирование ПП процессы $y(t)$, $V(t)$; $p_n(t)$, $p_s(t)$, $Q_{цн}(t)$, $N(t)$ в режиме разгона.

3 Проведен анализ полученных ПП при различных значениях диаметра поршня. Предпочтительными является соотношение $D = 0,5d$.

Список литературы: 1. *Иваницкая, Е.П.* Влияние геометрических параметров гидравлического цилиндра на переходные процессы гидравлического модуля [Текст] / Е.П. Иваницкая // *Механика та машинобудування. Науково-технічний журнал.* – 2003. – Т. 1. – С. 18-24. 2. *Иваницкая, Е.П.* Математические модели гидравлических модулей с вертикальным гидравлическим цилиндром [Текст] / Е.П. Иваницкая // *Восточно-европейский журнал передовых технологий.* – 2009. – № 5/6 (41). – С. 38-41. 3. *Іваніцька, О.П.* Про моделювання гідрравлічних модулів з вертикальним гідрравлічним циліндром [Текст] / О.П. Іваніцька // *Математичне моделювання в техніці та технологіях. Вісник НТУ «ХП»:* 36. наук. праць. – Х.: НТУ «ХП», 2011. – № 13. – С. 89-96. – ISSN 2222-0631. 4. *Іваніцька, О.П.* Про моделювання гідрравлічних модулів з горизонтальним одноштоковим гідрравлічним циліндром [Текст] / О.П. Іваніцька // *Математичне моделювання в техніці та технологіях. Вісник НТУ «ХП»:* 36. наук. праць. – Х.: НТУ «ХП», 2012. – № 2. – С. 107-114. – ISSN 2222-0631. 5. Типізація та моделювання гідрравлічних модулів з одноштоковим гідрравлічним циліндром [Текст] / О.П. Іваніцькая // *Вісник НТУ «ХП».* Серія: Математичне моделювання в техніці та технологіях. – Х.: НТУ «ХП», 2013. – № 5 (979). – С. 84-94. – Бібліогр.: 5 назв. – ISSN 2222-0631.

Поступила в редколлегию 18.09.13

УДК 62.82

К вопросу влияния диаметра поршня одноштокового гидравлического цилиндра на переходные процессы гидравлического модуля [Текст] / Е.П. Иваницкая // *Вісник НТУ «ХП».* Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХП», 2014. – № 1(1044). – С. 152-156. – Бібліогр.: 5 назв. – ISSN 2078-774X.

Розглядається гідрравлічний модуль з одноштоковим вертикальним гідрравлічним циліндром, шток якого орієнтований вверх, дроселі розташовані в напірній та зливній магістралях, напрям навантаження співпадає з втягуванням штока. Представлена математична модель. Виконаний розрахунок перехідних процесів при різних значеннях діаметра поршня. Наведені результати розрахунків та їх аналіз.

Ключові слова: гідрравлічний привід, гідрравлічний циліндр, перехідні процеси.

The hydraulic module with the odnoshtokovy vertical hydraulic cylinder which rod focused up, throttles are located in pressure head and drain highways is considered, the direction of loading coincides with rod retraction. The mathematical model is presented. Calculation of transients is executed at various values of diameter of the piston. Results of calculations are given.

Keywords: hydraulic drive, hydraulic cylinder, transients.

УДК 62-82

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

ДИНАМІЧНИЙ СИНТЕЗ МЕХАТРОННОГО МОДУЛЯ РУХУ

Запропоновано схемне рішення електрогідравлічного мехатронного модуля лінійного переміщення. Розроблено повну математичну модель його робочого процесу та методику динамічного синтезу, яка дозволяє поліпшити його динамічні властивості та отримати бажані характеристики. Встановлено взаємозв'язок між параметрами переміщення вихідної ланки виконавчого механізму мехатронного модуля руху і струмом керування пропорційного електромагніту гідророзподільника.

Ключові слова: мехатронний модуль, математична модель, динамічний синтез, пропорційний електромагніт, гідророзподільник.

Вступ

Завдяки відомим своїм перевагам, таким як малий об'єм і маса на одиницю потужності; простота плавного регулювання швидкості, зусиль та захист від перевантажень; мала інерційність виконавчих механізмів; можливість створення мехатронних модулів і складних систем регулювання тощо, об'ємні гідроприводи знайшли широке застосування у сучасному технологічному обладнанні та мобільних машинах. За даними статті [1] прогнозований річний приріст світового виробництва гідрообладнання до 2020 року становитиме 6,5%. Однією з основних тенденцій розвитку сучасних гідроприводів є інтенсивне зрощування гідроприводів з електронними системами керування, застосування "інтелектуальних" гідроапаратів з вбудованою електронікою та стандартними комунікаційними засобами з відкритою структурою [2]. При цьому найбільш інтенсивний розвиток отримали дроселюючі гідророзподільники та гідроапарати з пропорційним електричним керуванням, особливо з вбудованою системою контролю і керування. Фірми *Rexroth*, *Parker Hannifin*, *Moog* та інші розробили проміжні апарати між вказаними типами, а саме апарати з пропорційним електричним керуванням, запірно-регулюючий елемент (ЗРЕ) яких має нульове перекриття та можливість встановлення дроселюючого гідророзподільника у першому каскаді, що дозволило на порядок поліпшити їх динамічні характеристики [2], характеристики мехатронних модулів побудованих з їх використанням. Таким чином, перспективний електрогідравлічний мехатронний модуль руху крім електричного блоку керування і гідравлічного виконавчого механізму повинен містити гідророзподільник з пропорційним електричним керуванням з нульовим перекриттям, встановленим у першому каскаді, безпосередньо біля виконавчого механізму.

Аналіз літературних джерел

Питання розрахунку та проектування мехатронних модулів руху розглянуто в досить невеликій кількості наукових робіт [3–7]. В роботах [3, 4] наведено схеми мехатронних модулів руху, принципи їх побудови та тенденції розвитку мехатронних систем. В статті [5] наведена математична модель робочого процесу мехатронного модуля руху з регулятором витрат та дроселем. Проте, в [3–5] не розглядаються питання синтезу мехатронних модулів та їх складових. Робота [6] присвячена розробці математичних моделей робочого процесу мехатронних систем та їх структурних елементів. В ній наведені методики синтезу елементів таких систем. Однак, в цій роботі

розглядаються виключно мехатронні модулі руху побудовані на електричних елементах. В роботі [7] описано нову концепцію моделювання і проектування мехатронних систем з пристроями гідравтоматики, які розкривають механізм формування системи та їх моделей, що відображає закономірності процесу функціонування, будови і властивості об'єкта. Однак, в даній роботі не розглядається мехатронний модуль руху з пропорційним гідророзподільником з нульовим перекриттям, встановленим у першому каскаді. Зазначимо, що роботи [6, 7] є підґрунтям динамічного синтезу мехатронних модулів руху та їх елементів.

Проведений нами аналіз літературних джерел дозволив встановити, що динамічний синтез мехатронного модуля руху з пропорційним гідророзподільником з нульовим перекриттям, встановленим у першому каскаді, не знайшло в них належного висвітлення. Отже динамічний синтез такого мехатронного модуля руху є актуальним науковим завданням, вирішення якого дозволить поліпшити динамічні характеристики останнього. Метою даної статті є розробка методики динамічного синтезу електрогідравлічного мехатронного модуля руху.

Динамічний синтез електрогідравлічного мехатронного модуля руху

Динамічний синтез такого модуля проводили, використовуючи математичну модель його робочого процесу, див. рис.

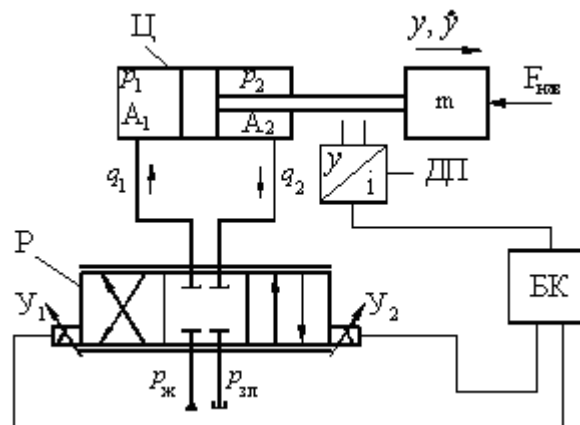


Рис. – Розрахункова схема електрогідравлічного мехатронного модуля руху з пропорційним гідророзподільником: P – пропорційний гідророзподільник; Ц – гідроциліндр; ДП – датчик переміщень; БК – блок керування; U_1, U_2 – пропорційні електромагніти

При розробці математичної моделі електрогідравлічного мехатронного модуля руху, з врахуванням його блочно модульної компоновки та параметрів гідророзподільника, приймали наступні припущення:

- гідророзподільник – ідеальний: його перекриття нульове; гідравлічні провідності G_1 і G_2 , а також G_3 і G_4 , утворені дроселюючими кромками, при рівних значеннях переміщення ЗРЕ однакові; радіальний зазор, перетоки робочої рідини (PP) і опір внутрішніх каналі настільки малий, що їм можна знехтувати;

- пружини гідророзподільника мають малу жорсткість та працюють у межах, де їх характеристики лінійні і не відбувається відрив їх кінців від поверхонь контакту, що дозволяє знехтувати силою від їх дії на ЗРЕ;

- корпуса гідроциліндра, гідророзподільника, каналів та трубопроводів абсолютно жорсткі, а їх пружні властивості враховуються приведеним модулем об'ємної пружності PP;

– довжина трубопроводів мала, а їх діаметр у порівнянні з довжиною великий, що дозволяє знехтувати хвильовими процесами, які відбуваються в них. Нехтуємо також початковими ділянками трубопроводів. Товщина стінок трубопроводів та каналів достатньо велика, це дозволяє вважати, що їх діаметр не залежить від внутрішнього тиску РР;

– у мехатронному модулі руху відсутні: витоки та перетоки, кавітація, гідравлічний удар і виконується умова нерозривності РР. Швидкість звуку в РР, з урахуванням пружних властивостей трубопроводів, є сталою та значно більшою за швидкість руху РР;

– РР – ньютонівська, а її течія ізотермічна.

При прийнятих припущеннях математична модель робочого процесу мехатронного модуля руху складається з рівнянь:

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

$$m\ddot{y} = A_1 p_1(t) - A_2 p_2(t) - F_{\text{тер}}(t) - F_{\text{нав}}(t); \quad (1)$$

– витрати РР в правій і лівій порожнині гідроциліндра

$$\left. \begin{aligned} q_1(t) &= A_1 \dot{y} + \frac{W_{\text{пор}} + A_1 \dot{y}}{E_{\text{пр}}} \frac{dp_1(t)}{dt} \\ q_2(t) &= A_2 \dot{y} - \frac{W_{\text{шт}} - A_2 \dot{y}}{E_{\text{пр}}} \frac{dp_2(t)}{dt} \end{aligned} \right\}; \quad (2)$$

– руху ЗРЕ гідророзподільника

$$m_{\text{ЗРЕ}} \ddot{x}_{\text{ЗРЕ}} = F_{\text{ем ГР}}(t) - F_{\text{тер ЗРЕ}}(t) - F_{\text{гд ЗРЕ}}(t); \quad (3)$$

– витрати РР через дроселюючі щілини гідророзподільника

$$\left. \begin{aligned} q_{\text{ГР1}}(t) &= q_{\text{щ1}}(t) - q_{\text{ст1}}(t) + q_{\text{осц1}}(t) \\ q_{\text{ГР2}}(t) &= q_{\text{щ2}}(t) - q_{\text{ст2}}(t) + q_{\text{осц2}}(t) \end{aligned} \right\}; \quad (4)$$

– обмеження переміщень поршня гідроциліндра і ЗРЕ гідророзподільника

$$y < y(t) \leq y_{\text{max}} \quad \text{і} \quad x_{\text{ЗРЕ}} < x_{\text{ЗРЕ}}(t) \leq x_{\text{ЗРЕ max}}; \quad (5)$$

– зміни стану РР

$$T_a = \text{const}, \rho(t). \quad (6)$$

В рівняннях (1)–(6): m – маса штока гідроциліндра разом з приведеними до нього масами рухомих частин; y – переміщення штока гідроциліндра; A_1 і A_2 – відповідно площі безштокової і штокової порожнин гідроциліндра; $p_1(t)$ і $p_2(t)$ –

відповідно тиск у без штоковій і штоковій порожнинах гідроциліндра; t – час; $F_{\text{тер}}(t)$ і $F_{\text{нав}}(t)$ – відповідно сили тертя, яку розраховуємо згідно залежності зі статті [8], і сила зовнішнього навантаження; $W_{\text{пор}}$ і $W_{\text{шт}}$ – відповідно об’єми безштокової і штокової порожнин гідроциліндра; $E_{\text{пр}}$ – приведений модуль об’ємної пружності РР, у якому модуль об’ємної пружності РР з врахуванням вмісту повітряної фази, тиску та температури визначали за формулою з статті [9]; $m_{\text{ЗРЕ}}$ – маса ЗРЕ гідророзподільника разом з приведеними до нього масами рухомих частин; $x_{\text{ЗРЕ}}$ – переміщення ЗРЕ гідророзподільника; $F_{\text{емГР}}(t)$, $F_{\text{терЗРЕ}}(t)$ і $F_{\text{гдЗРЕ}}(t)$ – відповідно сили пропорційного електромагніта гідророзподільника, тертя ЗРЕ і гідродинамічна, що діє на ЗРЕ; $q_{\text{щ1}}(t)$ і $q_{\text{щ2}}(t)$, $q_{\text{ст1}}(t)$ і $q_{\text{ст2}}(t)$, $q_{\text{осц1}}(t)$ і $q_{\text{осц2}}(t)$ – відповідно витрати через 1 і 2 дроселюючі щілини, стиску РР в правій і лівій порожнинах гідророзподільника, осциляції в дроселюючих щілинах гідророзподільника; T_a – температура РР, яку приймали постійною, рівною її середньому значенню; $\rho(t)$ – густина РР, яку визначали за формулою з статті [9].

Зазначимо, що сила тертя ЗРЕ $F_{\text{терЗРЕ}}(t)$ і гідродинамічна $F_{\text{гдЗРЕ}}(t)$ гідророзподільника у загальному випадку є функціями переміщення та швидкості переміщення його ЗРЕ $F_{\text{терЗРЕ}}(t) = F_{\text{терЗРЕ}}(x_{\text{ЗРЕ}}, \dot{x}_{\text{ЗРЕ}})$ і $F_{\text{гдЗРЕ}}(t) = F_{\text{гдЗРЕ}}(x_{\text{ЗРЕ}}, \dot{x}_{\text{ЗРЕ}})$, що треба мати на увазі при розв’язку рівняння (3). Сила пропорційного електромагніта гідророзподільника містить осциляційну складову, яка надає осциляцію ЗРЕ, мала у порівнянні з силою керування ЗРЕ і швидкість зміни якої в часі щонайменше на два порядки більша від першої. Розрахунок цієї сили проводили за залежностями, наведеними у роботі [10]. З урахуванням вищесказаного, сили $F_{\text{терЗРЕ}}(t)$ і $F_{\text{гдЗРЕ}}(t)$, з врахуванням осциляції ЗРЕ гідророзподільника, розраховували за залежностями, наведеними у статтях [11] і [12].

Розглядали мехатронний модуль руху з сервоциліндром *AZP* фірми *Atos*, одного з світових лідерів виробництва електрогідравліки. Проводили оцінку витрати стиску та осциляції, які входять до рівнянь (2) і (4), у порівнянні з витратою через дроселюючу щілину пропорційного гідророзподільника. Розрахунки показали, що при нехтуванні вище вказаними витратами похибка не перевищить 1 %. З урахуванням вищевказаного та відомої формули, витрати через дросель, який керує, ідеального гідророзподільника рівняння (2) і (4) запишемо у наступному вигляді:

$$q_1(t) = A_1 \dot{y}, \quad q_2(t) = A_2 \dot{y}; \quad (7)$$

$$q_{\text{гп1}}(t) = q_{\text{щ1}}(t) = G(x_{\text{ЗРЕ}}) \sqrt{p_{\text{ж}} - p_1(t)}; \quad q_{\text{гп2}}(t) = q_{\text{щ2}}(t) = G(x_{\text{ЗРЕ}}) \sqrt{p_2(t) - p_{\text{зл}}}, \quad (8)$$

де $p_{\text{ж}}$ і $p_{\text{зл}}$ – відповідно тиск живлення і зливу; $G(x_{\text{ЗРЕ}})$ – гідравлічна провідність дроселюючої щілини гідророзподільника при зміщенні ЗРЕ на $x_{\text{ЗРЕ}}$, яку розраховували за залежністю

$$G(x_{\text{ЗРЕ}}) = \mu_{\text{щ}}(\text{Re}) A_{\text{щ}}(x_{\text{ЗРЕ}}) \sqrt{2/\rho(t)}, \quad (9)$$

де $\mu_{\text{щ}}(\text{Re})$ – коефіцієнт витрати у залежності від числа Рейнольдса, який розраховується за залежністю з роботи [13]; $A_{\text{щ}}(x_{\text{ЗРЕ}})$ – площа дроселюючої щілини гідророзподільника при зміщенні ЗРЕ на $x_{\text{ЗРЕ}}$.

Зазначимо, що зазвичай, пропорційні гідророзподільники мають профільовані дроселюючі кромки, площа дроселюючої щілини яких розраховується за різними залежностями, наприклад, такими, як наведені у роботі [10]. Приймали, що $p_{\text{зл}} = 0$ і $p_{\text{ж}} = \text{const}$. З рівнянь (7) і (8) та рівняння нерозривності отримали:

$$A_1 \dot{y} = G(x_{\text{ЗРЕ}}) \sqrt{p_{\text{ж}} - p_1(t)}; \quad A_2 \dot{y} = G(x_{\text{ЗРЕ}}) \sqrt{p_2(t)}. \quad (10)$$

З рівнянь (10) знаходили тиск у порожнинах гідроциліндра

$$p_1(t) = p_{\text{ж}} - \frac{A_1^2 \dot{y}^2}{G^2(x_{\text{ЗРЕ}})}; \quad p_2(t) = \frac{A_2^2 \dot{y}^2}{G^2(x_{\text{ЗРЕ}})}. \quad (11)$$

Підставляючи отримані значення тиску в порожнинах гідроциліндра у рівняння (1) і розв'язуючи його відносно гідравлічної провідності дроселюючої щілини гідророзподільника, отримали

$$G(x_{\text{ЗРЕ}}) = \sqrt{\frac{\dot{y}^2 (A_1^3 + A_2^3)}{A_1 p_{\text{ж}} - m\ddot{y} - F_{\text{тер}}(t) - F_{\text{нав}}(t)}}. \quad (12)$$

З формул (9) і (12) отримали залежність для визначення зміни площі дроселюючої щілини гідророзподільника у залежності від швидкості переміщення штока гідроциліндра

$$A_{\text{щ}}(x_{\text{ЗРЕ}}) = \frac{1}{\mu_{\text{щ}}(\text{Re})} \sqrt{\frac{\dot{y}^2 \rho(t) (A_1^3 + A_2^3)}{2[A_1 p_{\text{ж}} - m\ddot{y} - F_{\text{тер}}(t) - F_{\text{нав}}(t)]}}. \quad (13)$$

Зазначимо, що сила тертя штока гідроциліндра у загальному випадку є функцією швидкості його переміщення $F_{\text{тер}}(t) = F_{\text{тер}}(\dot{y})$, це треба мати на увазі при розв'язку рівняння (13).

Слід зазначити, що конструктивні та робочі параметри гідравлічної частини мехатронного модуля руху, такі як діаметр умовного проходу каналів та трубопроводів, геометричні розміри гідроциліндра і маса його рухомих частин, номінальне значення тиску живлення й інші, вибирають з ряду відповідного ДСТУ. Крім того, стандартизованими є параметри пропорційного електромагніта, а саме залежність сили на його якорі від струму керування.

Методика динамічного синтезу електрогідравлічного мехатронного модуля руху

Для розв'язання поставленої задачі приймали ряд припущень:

– у початковий момент часу ЗРЕ гідророзподільника знаходиться у

нейтральному положенні і швидкість поршня, тиск в порожнинах гідроциліндра та витрата РР дорівнюють нулю;

– вважаємо приведену масу до штока гідроциліндра постійною;

– обмежуємо максимальне значення тиску у штоковій порожнині гідроциліндра

$p_{2\max} \leq p_2^*$, де p_2^* визначають з умови міцності гідроциліндра.

1 Задаємо початкові умови: $y(0) = y_0$; $\dot{y}(0) = 0$; $\ddot{y}(0) = 0$; $x_{ЗРЕ}(0) = x_{ЗРЕ0}$; $\dot{x}_{ЗРЕ}(0) = 0$; $\ddot{x}_{ЗРЕ}(0) = 0$; $A_{щ}(x_{ЗРЕ0}) = 0$; $q_{щ1}(0) = 0$; $q_1(0) = 0$; $q_{щ2}(0) = 0$; $q_2(0) = 0$ та значення $\rho(t)$ і $\mu_{щ}(Re)$, які на попередньому етапі розрахунку приймали рівними їх середньому значенню під час функціонування модуля руху.

2 У відповідності до заданого алгоритму функціонування мехатронного модуля руху задавали закон руху штока гідроциліндра $y(t) = y_0 + f_y(t)$.

3 Диференціюючи $y(t)$, отримали $\dot{y}(t)$ і $\ddot{y}(t)$. Підставляючи отримані значення $\dot{y}(t)$ і $\ddot{y}(t)$ у рівняння (13), отримали

$$A_{щ}(x_{ЗРЕ}) = A_{щ}(t). \quad (14)$$

4 Підставляючи у (14) вибраний закон зміни площі дроселюючої щілини пропорційного гідророзподільника $A_{щ}(t) = f_A(x_{ЗРЕ})$, отримали $x_{ЗРЕ}(t)$.

5 Диференціюючи значення $x_{ЗРЕ}(t)$, отримали $\dot{x}_{ЗРЕ}$ і $\ddot{x}_{ЗРЕ}$. Підставляючи отримані значення $\dot{x}_{ЗРЕ}$ і $\ddot{x}_{ЗРЕ}$ у рівняння (3) та розв'язуючи його відносно $F_{емГР}(t)$, отримуємо $F_{емГР}(t) = F_{емГР}(x_{ЗРЕ})$.

6 За статичною характеристикою пропорційного електромагніта знаходили $F_{емГР}(x_{ЗРЕ}) = F_{емГР}(i_{керем})$, де $i_{керем}$ – струм керування пропорційного електромагніта.

Таким чином, знайдено взаємозв'язок між параметрами переміщення вихідної ланки виконавчого механізму мехатронного модуля руху, переміщенням ЗРЕ гідророзподільника і струмом керування пропорційного електромагніту. Слід зазначити, що розроблена методика динамічного синтезу мехатронного модуля руху має універсальний характер.

Висновки

Запропоновано схемне рішення перспективного електрогідравлічного мехатронного модуля лінійного переміщення та розроблена повна математична модель його робочого процесу. Розроблена методика динамічного синтезу мехатронного модуля руху, яка дозволяє прискорити створення і впровадження нових та модернізованих модулів з бажаними динамічними та статичними характеристиками. Вперше встановлено взаємозв'язок між параметрами переміщення вихідної ланки виконавчого механізму мехатронного модуля руху, переміщенням ЗРЕ гідророзподільника і струмом керування пропорційного електромагніту.

Список літератури: 1. Свешников, В.К. Где настоящее встречается с будущим. Выставка «Интердрайв-2012» глазами эксперта [Электронный ресурс] / В.К. Свешников. – Режим доступа: <http://www.konstruktor.net/pogrobnee-elekt/items>. 2. Свешников, В.К. Состояние и перспективы развития гидрооборудования стационарных машин [Текст] / В.К. Свешников // Мир Техники и Технологий. – Х.: ООО Издательский дом «Промінь», 2005. – № 11(48). – С. 18-22. 3. Введение в мехатронику [Текст]: учеб. пособие / О.М. Яхно, А.В. Узунов, А.Ф. Луговской и др. – К.: НТУУ «КПИ», 2008. – 528 с. 4. Подураев, Ю.В. Принципы построения и современные тенденции развития мехатронных систем [Текст] / Ю.В. Подураев, В.С. Кулешов // Мехатроника. – М.: Машиностроение, 2000. – № 1. – С. 5-10. 5. Лурье, З.Я. Динамика дросельного гидроагрегата с регулятором расхода, нагрузочным дросселем и гидродвигателем прямолинейного движения [Текст] / З.Я. Лурье, И.А. Чекмасова // Вісник НТУ «ХПІ». – 2002. – № 9, Т. 12. – С. 129-135. 6. Герман-Галкин, С.В. Matlab & Simulink. Проектирование мехатронных систем на ПК [Текст] / С.В. Герман-Галкин. – СПб.: КОРОНА. Век, 2008. – 368 с. 7. Узунов, О.В. Розвиток теорії циклічно-модульного моделювання і проектування мехатронних систем та пристроїв: автореф. дис. ... д-ра техн. наук: 05.02.102; захищена 17.01.2012 / Узунов Олександр Васильович; НТУУ «КПІ». – К., 2011. – 39 с. 8. Korzeniewski, R. Identyfikacja sil tarcia w serwonapedzie elektropneumatycznym [Текст] / R. Korzeniewski, J. Pluta // International scientific-technical conference HYDRAULIC AND PNEUMATICS '2005. – Wroclaw, 2005. – P. 283-292. 9. Лурье, З.Я. Исследование рабочего процесса мехатронного гидроагрегата системы смазки металлургического оборудования с учетом характеристик двухфазной жидкости [Текст] / З.Я. Лурье, И.М. Федоренко // MOTROL: Commission of motorization and energetics in agriculture: Polish Academy of sciences. – Lublin. – 2010. – Vol. 12. – С. 10-25. 10. Андренко, П.М. Проектування і розрахунок елементів та пристрів гідропневмоавтоматики [Текст]: нав. посібник / П.М. Андренко. – К.: УМК ВО, 1990. – 100 с. 11. Лур'є, З.Я. Розрахунок сили тертя на запорно-регулюючому елементі гідроапарата з вібраційною лінеаризацією [Текст] / З.Я. Лур'є, П.М. Андренко // Вісник НТУ «ХПІ». – 2008. – № 4. – С. 129-137. 12. Лурье, З.Я. Метод расчета гидродинамической силы на осциллирующем запорно-регулирующем элементе гидроаппарата [Текст] / З.Я. Лурье, П.Н. Андренко // Гидропневмосистемы мобильных и технологических машин: междунар. науч.-технич. конф., 17-19 ноябр. 2010 г.: сборник докладов. – Минск, БНТУ, 2010. – С. 47-53. 13. Данилов, Ю.А. Аппаратура объемных гидроприводов: Рабочие процессы и характеристики [Текст] / Ю.А. Данилов, Ю.Л. Кирилловский, Ю.Г. Колпаков. – М.: Машиностроение, 1990. – 272 с.

Надійшла до редколегії 17.09.13

УДК 62-82

Динамічний синтез мехатронного модуля руху [Текст] / П.М. Андренко, О.В. Дмитрієнко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХПІ», 2014. – № 1(1044). – С. 157-163. – Бібліогр.: 13 назв. – ISSN 2078-774X.

Предложено схемное решение электрогидравлического мехатронного модуля линейного перемещения. Разработана полная математическая модель его рабочего процесса и методика динамического синтеза, которая позволяет улучшить его динамические свойства и получить желаемые характеристики. Установлена взаимосвязь между параметрами перемещения выходного звена исполнительного механизма мехатронного модуля движения и током управления пропорционального электромагнита гидрораспределителя.

Ключевые слова: мехатронный модуль, математическая модель, динамический синтез, пропорциональный электромагнит, гидрораспределитель.

The schematic of electro-hydraulic mechatronic module of linear movement has been proposed. The complete mathematical model of its working process and the method of the dynamic synthesis have been developed. It allows to improve its dynamic properties and to get the desired characteristics. The correlation between the parameters of movement of the output link of executive mechanism of the mechatronic module of movement and current management of the proportional solenoid of control valve has been established.

Keywords: the mechatronic module, the mathematical model, the dynamic synthesis, the proportional solenoid, the control valve.

УДК 621.05

К.А. ПОЛУШКИН, аспирант НТУ «ХПИ»

АЛГОРИТМ СИНТЕЗА СХЕМ ГИДРОПНЕВМОАГРЕГАТОВ

В рамках метода безраздельной декомпозиции уравнений для синтеза минимальных схем гидропневмоагрегатов предложен алгоритм, позволяющий сократить перебор вариантов при выборе схем разложения.

Ключевые слова: функция входов, безраздельная декомпозиция, остаточные функции, распределитель, минимизация функции, логический элемент.

Введение. В [1] показано, что методы безраздельной декомпозиции приводят к схемам, минимальным по числу элементов и модулей.

В настоящей статье в рамках метода безраздельной декомпозиции уравнений для синтеза минимальных схем гидропневмоагрегатов предложен алгоритм, который позволяет сократить перебор вариантов при выборе схем разложения.

Основной материал. Для синтеза выбраны следующие три схемы реализации функции (см. рис. 1) при использовании метода безраздельной декомпозиции [2]. Функция входов и остаточные функции для соответствующих схем приведены в табл.

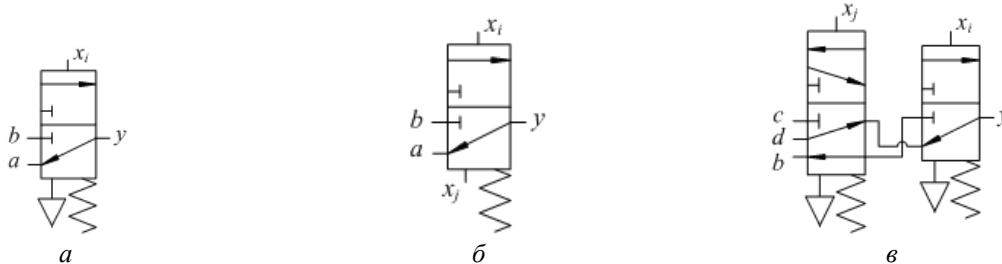


Рис. 1 – Схемы для безраздельной декомпозиции функции:

а – логический модуль для реализации схем при разложении функции по одной переменной;

б – логический модуль для реализации функции трех переменных;

в – логический модуль, включающий в себя два распределителя

Таблица

Функция входов и остаточные функции для схем разложения

Функция входов	Остаточные функции
$y = \bar{x}_i a + x_i b$ (см. рис. 1а)	$a = f_0'(0); b = f_1'(1)$
$y = (\bar{x}_i + x_j) a + x_i \bar{x}_j b$ (см. рис. 1б)	$b = f_2(1,0); a = \bar{x}_j f_0(0,0) + x_i f_3(1,1) + \bar{x}_i x_j f_1(0,1)$
$y = (\bar{x}_i \bar{x}_j + x_i x_j) d + \bar{x}_i x_j c + x_i \bar{x}_j b$ (см. рис. 1в)	$b = f_2(1,0); c = f_1(0,1); d = \bar{x}_i f_0(0,0) + x_i f_3(1,1)$

Рассматривается разложение логических функций по двум переменным

$$f = \bar{x}_i \bar{x}_j f_0(0,0) + \bar{x}_i x_j f_1(0,1) + x_i \bar{x}_j f_2(1,0) + x_i x_j f_3(1,1).$$

Пусть переменные разложения x_i и x_j выбраны и имеют прямые значения.

Исследования показали, что при количестве повторяющихся переменных $n \geq 2$ часто рациональной является схема реализации при разложении функции по одной переменной, применяемая при $n = 1$ (см. рис. 1а). Чтобы убедиться в этом, необходимо

© К.А. Полушкин, 2014

связать остаточные функции $f_0(0,0), f_1(0,1), f_2(1,0), f_3(1,1)$ и $f_0'(0), f_1'(1)$ между собой, для чего сопоставим функции входов:

$$\begin{cases} y = \bar{x}_i \bar{x}_j f_0(0,0) + \bar{x}_i x_j f_1(0,1) + x_i \bar{x}_j f_2(1,0) + x_i x_j f_3(1,1) \\ y = \bar{x}_i f_0'(0) + x_i f_1'(1) \end{cases};$$

$$\bar{x}_i (\bar{x}_j f_0(0,0) + x_j f_1(0,1)) + x_i (\bar{x}_j f_2(1,0) + x_j f_3(1,1)) = \bar{x}_i f_0'(0) + x_i f_1'(1);$$

$$\begin{cases} f_0'(0) = \bar{x}_j f_0(0,0) + x_j f_1(0,1) \\ f_1'(1) = \bar{x}_j f_2(1,0) + x_j f_3(1,1) \end{cases}.$$

Будем сравнивать схемы без учета аппаратов, которые нужны для реализации функций $f_0(0,0), f_1(0,1), f_2(1,0), f_3(1,1)$, поскольку в каждой схеме их одинаковое количество. Следовательно, нет необходимости исследовать вход b для схем рис. 1б и рис. 1в, а также вход c для схемы рис. 1в. Обозначим суммарное число дополнительных элементов, требующихся для реализации схем рис. 1а–в, соответственно m_1, m_2, m_3 .

Следует отметить, что схемы рис. 1а и рис. 1б первоначально уже содержат один трехлинейный распределитель, т.е. $m_{10} = m_{20} = 1$, а схема рис. 1в – два распределителя, один из которых трехлинейный, а другой пятилинейный ($m_{30} = 2$). Рассмотрим различные соотношения между остаточными функциями $f_0(0,0), f_1(0,1), f_2(1,0), f_3(1,1)$.

1 Три остаточные функции равны между собой. Например,

$$f_0(0,0) = f_3(1,1) = f_1(0,1) = z.$$

Тогда

$$\begin{cases} f_0'(0) = \bar{x}_j z + x_j z = z(\bar{x}_j + x_j) = z \\ f_1'(1) = \bar{x}_j f_2(1,0) + x_j z \end{cases};$$

$$a = \bar{x}_j z + x_j z + \bar{x}_i x_j z = z(\bar{x}_j + x_j + \bar{x}_i x_j) = z; \quad d = \bar{x}_i z + x_i z = z(\bar{x}_i + x_i) = z.$$

Для реализации $f_1'(1)$ требуется дополнительный распределитель (см. рис. 2а), остальные функции в нем не нуждаются: $m_1 = m_{10} + 1 = 2; m_2 = m_{20} = 1; m_3 = m_{30} = 2$.

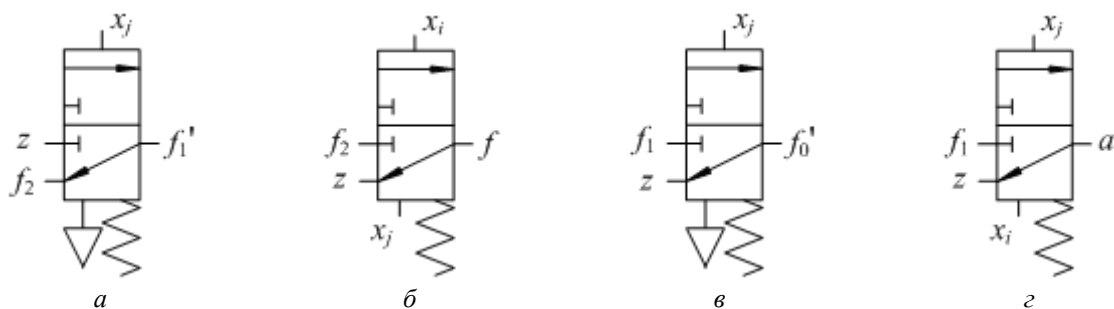


Рис. 2 – Схема реализации функций f_1' (а) и f (б) для пункта 1, f_0' (в) и a (г) для пункта 2.1

Значит, при безраздельной декомпозиции рациональной является схема рис. 1б.

Теперь обратимся к исходному выражению для разложения функции по двум переменным и проведем его минимизацию:

$$f = \bar{x}_i \bar{x}_j f_0(0,0) + \bar{x}_i x_j f_1(0,1) + x_i \bar{x}_j f_2(1,0) + x_i x_j f_3(1,1) = \bar{x}_i \bar{x}_j z + \bar{x}_i x_j z + x_i \bar{x}_j f_2(1,0) + x_i x_j z = z(\bar{x}_i \bar{x}_j + \bar{x}_i x_j + x_i x_j) + x_i \bar{x}_j f_2(1,0) = z(\bar{x}_i + x_j) + x_i \bar{x}_j f_2(1,0).$$

Методом отдельной декомпозиции функция реализуется с помощью одного распределителя (см. рис. 2б). Результат аналогичен тому, что был получен при разложении по схеме рис. 1б.

Легко убедиться, что при любых равных между собой трех остаточных функциях минимизация исходного выражения с дальнейшим использованием метода раздельной декомпозиции дает один и тот же оптимальный результат. При этом, в отличие от безраздельной декомпозиции, не нужно менять переменные разложения. Поэтому последний способ реализации функции будет в данном случае рациональным.

2 Функции $f_0(0,0) = f_3(1,1) = z$.

Остаточные функции принимают вид

$$\begin{cases} f_0'(0) = \bar{x}_j z + x_j f_1(0,1) \\ f_1'(1) = \bar{x}_j f_2(1,0) + x_j z \end{cases}$$

$$a = \bar{x}_j z + x_j z + \bar{x}_i x_j f_1(0,1) = z(\bar{x}_j + x_j) + \bar{x}_i x_j f_1(0,1); \quad d = \bar{x}_i z + x_i z = z(\bar{x}_i + x_i) = z.$$

В зависимости от значений z и $f_1(0,1)$ существуют разные варианты реализации.

2.1 Предположим, функции z и $f_1(0,1)$ – «заполненные». Каждая из функций $f_1'(1)$, $f_0'(0)$, a реализуется с помощью трехлинейного распределителя (см. рис. 2а,в,з); функция d дополнительных аппаратов для реализации не требует: $m_1 = 3$; $m_2 = 2$; $m_3 = 2$.

Схему рис. 1а отмечаем как содержащую наибольшее количество элементов. Оптимальной оказывается схема рис. 1в, ведь имеет меньшее число пневмолиний.

Очевидно, «незаполненность» остаточных функций конечный итог не изменит.

2.2 Функция $f_1(0,1) = 0$.

$$\begin{cases} f_0'(0) = \bar{x}_j z \\ f_1'(1) = \bar{x}_j f_2(1,0) + x_j z \end{cases}; \quad a = z(\bar{x}_j + x_j).$$

$f_1'(1)$, $f_0'(0)$, a реализуются с помощью распределителя каждая (рис. 2а, 3а,б).

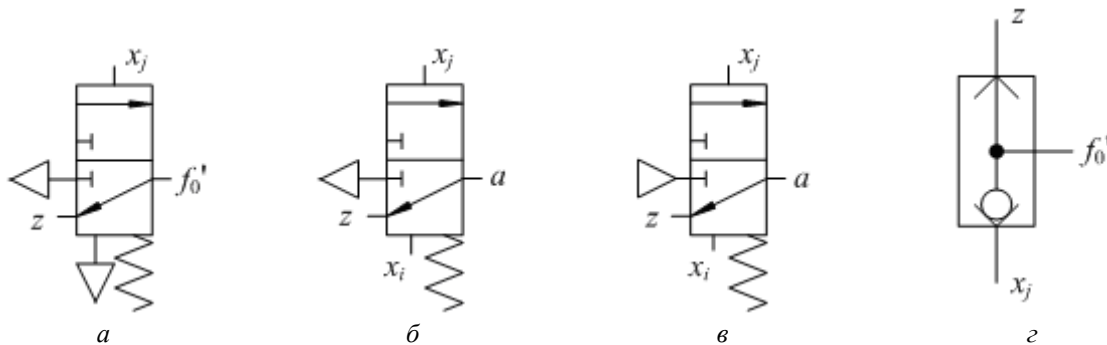


Рис. 3 – Схема реализации функций $f_0'(a)$, $a(б)$ для пункта 2.2, $a(в)$ для пункта 2.3, $f_0'(з)$ для пункта 2.3.1

Функция d не изменяется и новых аппаратов не требует: $m_1 = 3$; $m_2 = 2$; $m_3 = 2$.

На этот раз содержит наименьшее количество пневмолиний схема рис. 1б.

2.3 Функция $f_1(0,1) = 1$.

$$\begin{cases} f_0'(0) = \bar{x}_j z + x_j = z + x_j \\ f_1'(1) = \bar{x}_j f_2(1,0) + x_j z \end{cases}; \quad a = z(\bar{x}_j + x_j) + \bar{x}_i x_j = z + \bar{x}_i x_j.$$

Каждая из функций $f_1'(1)$ и a реализуется с помощью одного распределителя (см. рис. 2а, 3в). Для реализации $f_0'(0)$ есть 2 варианта.

2.3.1 Функция z – «заполненная», $f_0'(0)$ реализуется клапаном ИЛИ (см. рис. 3з): $m_1 = 3$; $m_2 = 2$; $m_3 = 2$. Как и в предыдущем пункте, оптимальной будет схема рис. 1б.

2.3.2 Функция z – «незаполненная», $f_0'(0)$ не требует дополнительных элементов: $m_1 = m_2 = m_3 = 2$. Оптимальной является схема рис. 1а, имеющая меньше пневмолиний.

$$2.4 \text{ Функція } z = 0: \begin{cases} f_0'(0) = x_j f_1(0,1) \\ f_1'(1) = \bar{x}_j f_2(1,0) \end{cases}; a = \bar{x}_i x_j f_1(0,1); d = 0.$$

Для реализации функции a необходим трехлинейный распределитель (см. рис. 4а), а для $f_1'(1)$ и $f_0'(0)$ возможны варианты.

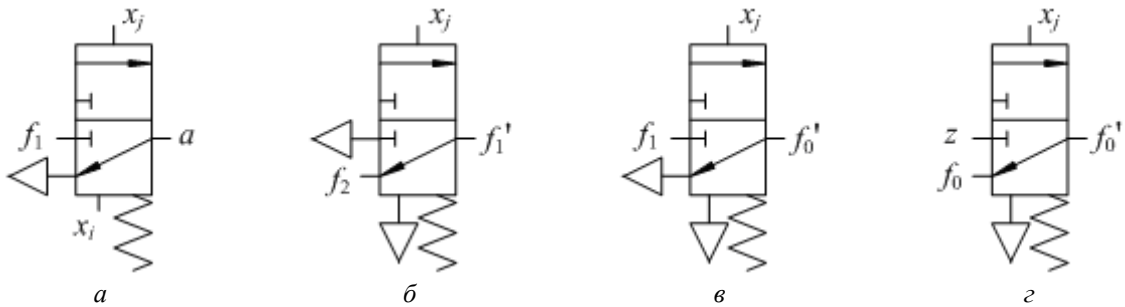


Рис. 4 – Схема реализации функций a (а) для пункта 2.4, f_1' (б) и f_0' (в) для пункта 2.4.1, f_0' (г) для пункта 3

2.4.1 Функции $f_1(0,1)$ и $f_2(1,0)$ – «заполненные».

Каждая из функций $f_1'(1)$ и $f_0'(0)$ реализуется с помощью распределителя (см. рис. 4б,в). В итоге $m_1 = 3; m_2 = 2; m_3 = 2$. Рассуждая так же, как в пункте 2.1, приходим к выводу, что рациональной является схема рис. 1в.

2.4.2 Хотя бы одна из функций $f_1(0,1)$ и $f_2(1,0)$ – «незаполненная».

Тогда схема рис. 1а будет требовать как минимум на 1 аппарат меньше ($m_1 = 2$). Она оказывается оптимальной, ведь имеет наименьшее число пневмолиний.

2.5 Функція $z = 1$.

$$\begin{cases} f_0'(0) = \bar{x}_j + x_j f_1(0,1) = \bar{x}_j + f_1(0,1) \\ f_1'(1) = \bar{x}_j f_2(1,0) + x_j = f_2(1,0) + x_j \end{cases}; a = \bar{x}_j + x_i + \bar{x}_i x_j f_1(0,1) = \bar{x}_j + x_i + f_1(0,1); d = 1.$$

Аналогично предыдущему пункту, если функции $f_1(0,1)$ и $f_2(1,0)$ – «заполненные», рациональной будет схема рис. 1в, в противном случае – схема рис. 1а.

3 Функции $f_3(1,1) = f_1(0,1) = z$.

$$\begin{cases} f_0'(0) = \bar{x}_j f_0(0,0) + x_j z \\ f_1'(1) = \bar{x}_j f_2(1,0) + x_j z \end{cases}$$

$$a = \bar{x}_j f_0(0,0) + x_i z + \bar{x}_i x_j z = z(x_i + \bar{x}_i x_j) + \bar{x}_j f_0(0,0) = z(x_i + x_j) + \bar{x}_j f_0(0,0);$$

$$d = \bar{x}_i f_0(0,0) + x_i z.$$

$f_1'(1), f_0'(0), d$ реализуются с помощью распределителя каждая (рис. 2а, 4г, 5а).

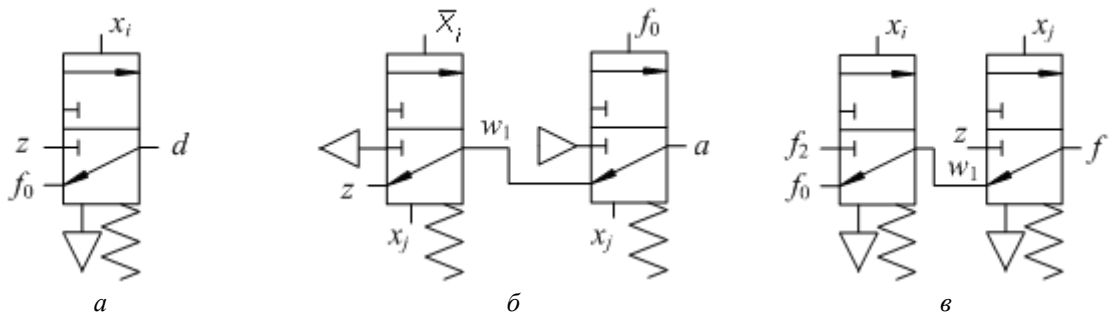


Рис. 5 – Схема реализации функций d (а), a (б) и f (в) для пункта 3

Функцию a реализуем методом отдельной декомпозиции:

$$w_1 = z(x_i + x_j); \quad a = w_1 + \bar{x}_j f_0(0,0).$$

Для реалізації додатково потрібні два трехлинейних розподільця (см. рис. 5б). Таким образом, $m_1 = 1 + 2 = 3$; $m_2 = 1 + 2 = 3$; $m_3 = 2 + 1 = 3$.

Вернемся к исходному выражению и проведем его минимизацию:

$$f = \bar{x}_i \bar{x}_j f_0(0,0) + \bar{x}_i x_j z + x_i \bar{x}_j f_2(1,0) + x_i x_j z = \bar{x}_i \bar{x}_j f_0(0,0) + z x_j (\bar{x}_i + x_i) + x_i \bar{x}_j f_2(1,0) = z x_j + \bar{x}_j (\bar{x}_i f_0(0,0) + x_i f_2(1,0)).$$

Реализуем полученную функцию методом раздельной декомпозиции (рис. 5в):

$$w_1 = \bar{x}_i f_0(0,0) + x_i f_2(1,0); \quad f = x_j z + \bar{x}_j w_1.$$

В данном случае $m = 2$. Этот способ реализации функции и будет рациональным.

4 Функции $f_0(0,0) = f_2(1,0) = z$.

Данные функции симметричны тем, которые рассматривались в предыдущем случае. Значит, они не уменьшат количество аппаратов, получающихся в результате разложения, и вновь оптимальной оказывается минимизация исходной функции с последующим применением метода раздельной декомпозиции.

5 Функции $f_2(1,0) = f_1(0,1) = 0$.

$$\begin{cases} f_0'(0) = \bar{x}_j f_0(0,0) \\ f_1'(1) = x_j f_3(1,1) \end{cases}; \quad a = \bar{x}_j f_0(0,0) + x_i f_3(1,1); \quad d = \bar{x}_i f_0(0,0) + x_i f_3(1,1).$$

5.1 Функции $f_0(0,0)$ и $f_3(1,1)$ – «заполненные».

В результате реализации (см. рис. 6а–д) получается, что при любой схеме задействовано 3 распределителя: $m_1 = 1 + 2 = 3$; $m_2 = 1 + 2 = 3$; $m_3 = 2 + 1 = 3$.

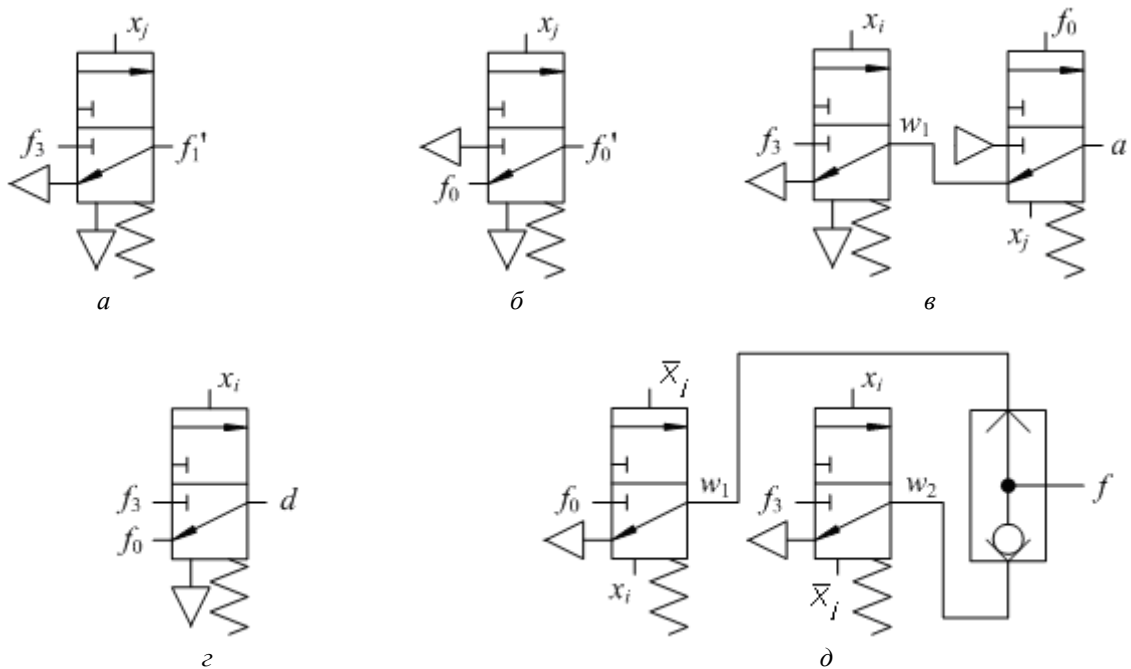


Рис. 6 – Схема реализации функций f_1' (а), f_0' (б), a (в), d (г) и f (д) для пункта 5.1

Рассмотрим исходное выражение, которое примет вид

$$f = \bar{x}_i \bar{x}_j f_0(0,0) + x_i x_j f_3(1,1).$$

Применяем метод раздельной декомпозиции:

$$w_1 = \bar{x}_i \bar{x}_j f_0(0,0); \quad w_2 = x_i x_j f_3(1,1); \quad f = w_1 + w_2.$$

При такой реализации используется два распределителя и клапан ИЛИ (см. рис. 6д). Следовательно, это рациональный способ.

5.2 Хотя бы одна из функций $f_0(0,0)$ и $f_3(1,1)$ – «незаполненная».

Тогда схема рис. 1а будет требовать как минимум на 1 аппарат меньше ($m_1 = 2$). Она является оптимальной, поскольку содержит наименьшее число элементов.

Полученные результаты отображены в виде алгоритма на рис. 7.

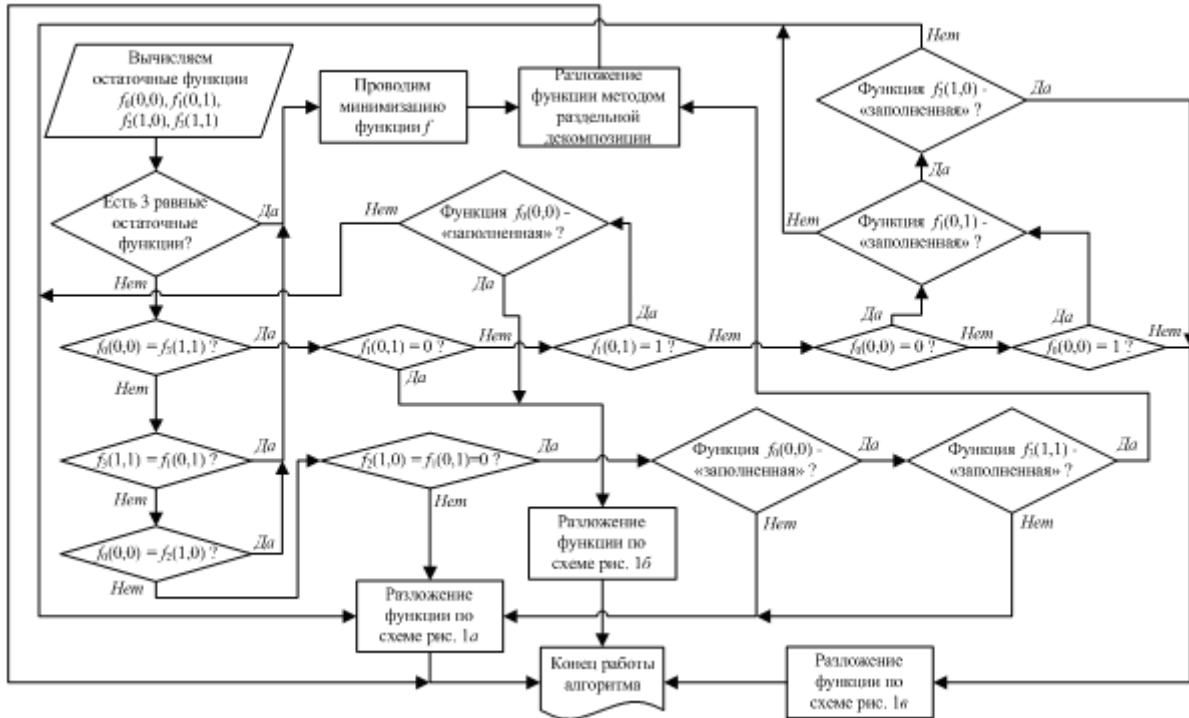


Рис. 7 – Алгоритм синтеза схем

Список литературы: 1. Cherkashenko, M. Synthesis of schemes of hydraulic and pneumatic automation [Text] / M. Cherkashenko // International Fluid Power Symposium in Aachen, Germany, 20–22 March, 2006. – Fundamentals. The report N1. – P. 147-154. 2. Cherkashenko, M. Universal devices for building pneumatic control circuits for industrial robots and automatic machines [Text] / M. Cherkashenko // Soviet engineering research (England). – 1985. – V5, N2. – P. 29–31.

Поступила в редколлегию 20.09.13

УДК 621.05

Алгоритм синтеза схем гидропнеumoагрегатов [Текст] / К.А. Полушкин // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХПІ», 2014. – № 1(1044). – С. 164-169. – Бібліогр.: 2 назв. – ISSN 2078-774X.

У рамках методу безроздільної декомпозиції рівнянь для синтезу мінімальних схем гідропнеumoагрегатів запропонований алгоритм, що дозволяє скоротити перебір варіантів при виборі схем розкладання.

Ключові слова: функція входів, безроздільна декомпозиція, залишкові функції, розподільник, мінімізація функції, логічний елемент.

Within the bounds of method of undivided decomposition of equations for synthesis of minimum schemes of hydropneumoaggregates the algorithm that allows to shorten the enumeration of possibilities when choosing the schemes of decomposition is offered.

Keywords: entries function, undivided decomposition, remaining functions, distributor, function minimization, logical element.

УДК 621.224

А.В. РЯБОВ, нач. гидротурбинной лаборатории СКБ (ТГМ)

ОАО «Турбоатом», Харьков;

А.Е. КАТАСОНОВ, нач. лаборатории № 11 СКБ (ТГМ)

ОАО «Турбоатом», Харьков;

А.В. БОНДАРЕНКО, канд. техн. наук; доц. НТУ «ХПИ»;

А.И. ТРУБАЕВ, канд. техн. наук; доц. НТУ «ХПИ»;

А.А. ВОДКА, аспирант НТУ «ХПИ»;

Ю.Н. УЛЬЯНОВ, канд. техн. наук; с.н.с. НТУ «ХПИ»

СОВМЕСТНЫЕ ПУЛЬСАЦИОННЫЕ И ВИБРАЦИОННЫЕ ИСПЫТАНИЯ МОДЕЛЬНОЙ ГИДРОТУРБИНЫ ПЛ-20

Анализируются результаты проведенных модельных исследований пульсационных и вибрационных характеристик гидротурбины. Выполнены расчетно-экспериментальные исследования собственных колебаний ротора гидротурбины. Произведено сопоставление спектрограмм гидравлических возмущающих сил и спектрограмм вибрации конструкции модельного блока.

Ключевые слова: модельные испытания, пульсации давления, вихревой жгут, вибрации, частоты собственных колебаний, гидродинамические возбуждающие силы, спектр.

Введение. На основании данных модельных испытаний решаются многие задачи проектирования и изготовления гидротурбин. Это, в первую очередь, обеспечение высоких энергетических характеристик, создание высоконадежных конструкций, гарантирующих безотказную и долговременную эксплуатацию. Решению этих задач способствуют энергетические, кавитационные, пульсационные, силовые и некоторые специальные модельные испытания, а при отладке головного агрегата и натурные испытания гидротурбин [1].

Цель исследований. Совместные пульсационные и вибрационные испытания проводились в интересах изучения влияния гидравлических возмущающих сил на вибрационные характеристики конструкции гидротурбины.

Описание эксперимента и результатов исследования. Пульсации давления в модельной гидротурбине измерялись с помощью штатной аппаратуры, которая установлена на испытательном стенде ЭКС-100 ОАО «Турбоатом». Датчики давления мембранного типа были установлены на одном уровне со стенками проточной части на обтекателе крышки турбины в средней ее части (датчик № 1), в отсасывающей трубе, на расстоянии $0,3D_1$ ($D_1 = 460$ мм) от оси разворота лопастей (датчики № 2 и № 3, соответственно, в направлении правого берега и нижнего бьефа) (рис. 1). Для измерения вибрации использовался измерительный комплекс УЛЬТРА-В-1 (разработанный в НТУ «ХПИ»), который предназначен для измерения виброускорений на низких и сверхнизких частотах [2] и имеет действительное свидетельство о Государственной метрологической аттестации. Датчики вибрации устанавливались на крышке модельной турбины (Д № 4) и крестовине (Д № 5) (рис. 1). Испытания проводились на пропеллерных режимах, интерес к которым вызван в виду того, что у поворотно-лопастных гидротурбин такие режимы могут возникать во время пуска, остановки гидроагрегата или при нарушении комбинаторной связи по другим причинам. Результаты измерения пульсаций давления и данные виброизмерений показаны на рис. 2.

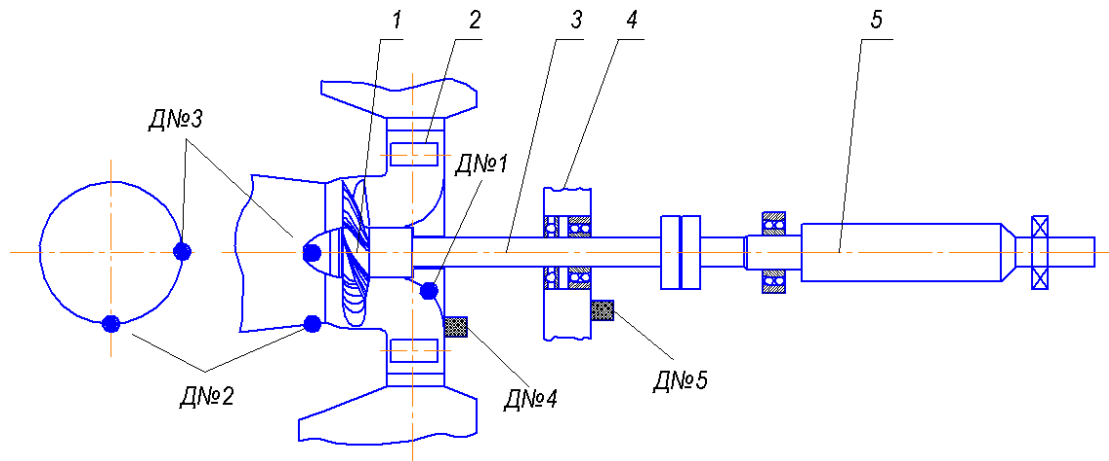


Рис. 1 – Схема установки датчиков на стенде ЭКС-100 ОАО «Турбоатом» (развернутый на 90°):
 1 – рабочее колесо с лопастями; 2 – лопатки направляющего аппарата; 3 – вал гидроагрегата;
 4 – крестовина; 5 – вал балансирной машины; Д № 1, Д № 2, Д № 3 – датчики пульсации давления;
 Д № 4, Д № 5 – датчики вибрации

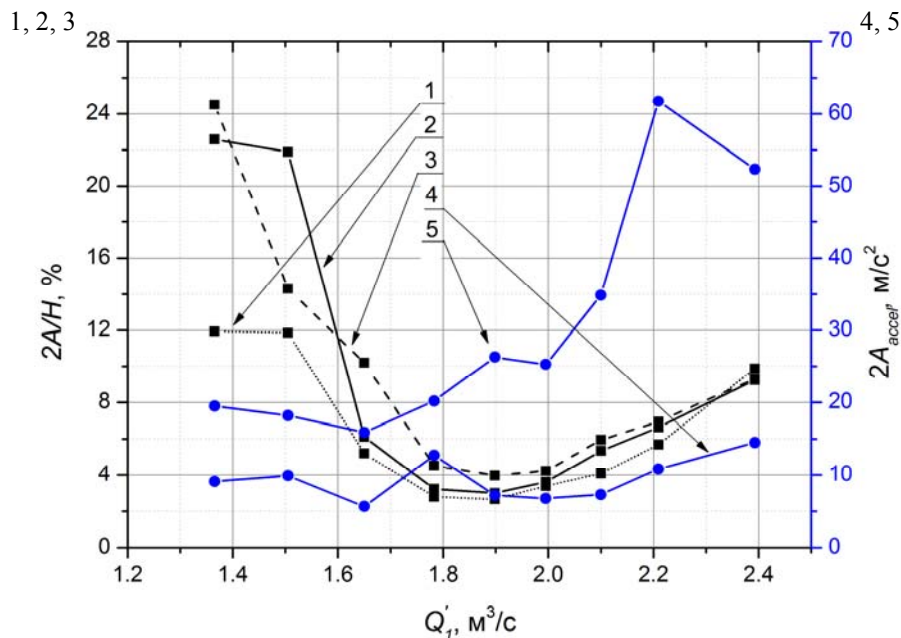


Рис. 2 – Пульсационная и вибрационная характеристика модельной гидротурбины ПЛ-20 на пропеллерном режиме (угол установки лопастей $\phi = +10^\circ$, приведенные обороты $n_1' = 130 \text{ мин}^{-1}$)

На основании анализа приведенной характеристики можно заключить: кривые 1, 2, 3 пульсаций давления, полученные с помощью соответствующих датчиков, имеют традиционную форму – минимальный уровень (2–3) % ($2\Delta H/H$ – пульсации статического напора в точках установки датчиков отнесены к напору испытаний в процентах), что отвечает оптимальным расходам. Рост уровня пульсаций наблюдается при нарушении комбинаторной связи между углом установки лопастей и открытием направляющего аппарата при переходе к меньшим или большим расходам. Последнее объясняется тем, что при уменьшении расходов, по сравнению с оптимальными, на пропеллерном режиме, за рабочим колесом возникает вихревой жгут, который вращается в том же направлении, что и рабочее колесо, а при увеличении расходов возникает вихревой жгут, который вращается в противоположном направлении. В

левой части характеристики жгут вращается с частотой меньшей частоты вращения рабочего колеса, приблизительно в 2,6 раза. В правой части характеристики жгут вращается с частотой близкой к частоте вращения рабочего колеса, и даже большей, чем в противоположном направлении. Такая специфика свидетельствует о том, что, с учетом эффекта Доплера, рабочее колесо возбуждается вихревым жгутом для различных режимов на разных частотах. В левой части пульсационной характеристики частота возбуждения равна разнице частот вращения жгута и рабочего колеса, в правой – сумме.

Кроме рассмотренных выше частот пульсаций давления, при всех режимах и всеми датчиками зарегистрированы пульсации с оборотной частотой $f_{об} = n/60$ и лопастной частотой, которая равняется произведению оборотной частоты рабочего колеса и количества его лопастей $f_{л} = n \cdot z_1/60$. Однако, под крышкой турбины доля лопастных пульсаций значительно меньше, чем жгутовых и оборотных, а за рабочим колесом лопастные пульсации давления наиболее выражены.

Из графиков на рис. 2 хорошо видно, что рост амплитуд вибраций связан с увеличением расхода. Также следует отметить, что высокий уровень амплитуд пульсации давления на режимах с низкими расходами не приводит к увеличению амплитуд вибраций. Последнее объясняется тем, что возмущающие гидравлические силы на режимах с малыми расходами действуют с частотами, далеко отстоящими от собственных частот колебаний элементов конструкции модельной гидротурбины, на которых установлены датчики вибрации. На режимах с большими расходами, в виброграммах пульсаций давления появляются компоненты с большими частотами и, как результат этого, амплитуды вибрации возрастают.

В работе были выполнены расчетно-экспериментальные исследования собственных колебаний ротора гидротурбины. Теоретические результаты получены на основе метода конечных элементов (МКЭ) (табл.).

Экспериментальные исследования проводились по следующей методике. На вал устанавливался трехосевой емкостной вибродатчик, являющийся составной частью измерительного комплекса УЛЬТРА-В-І. Далее, возбуждались свободные колебания вала, которые фиксировались вибродатчиком. Полученные значения частот представлены в таблице.

Таблица

Частоты собственных колебаний ротора гидроагрегата

№	Частота, Гц		Относительная погрешность, %	Характер формы колебаний
	Результаты расчета	Экспериментальные данные		
1	137,2	–	–	крутильный
2	264,3	262,7	+0,6	изгибный генератора
3	312,6	–	–	крутильный
4	316,5	307,5	+2,8	изгибный
5	354,5	367,1	–3,5	изгибный рабочего колеса

На рис. 3 и 4 приведены графики спектров вибраций на крышке турбины (датчик № 4) и пульсаций давления под рабочим колесом (датчик № 2) для режимов с наименьшими и наибольшими расходами, отвечающим крайним точкам диапазона испытаний.

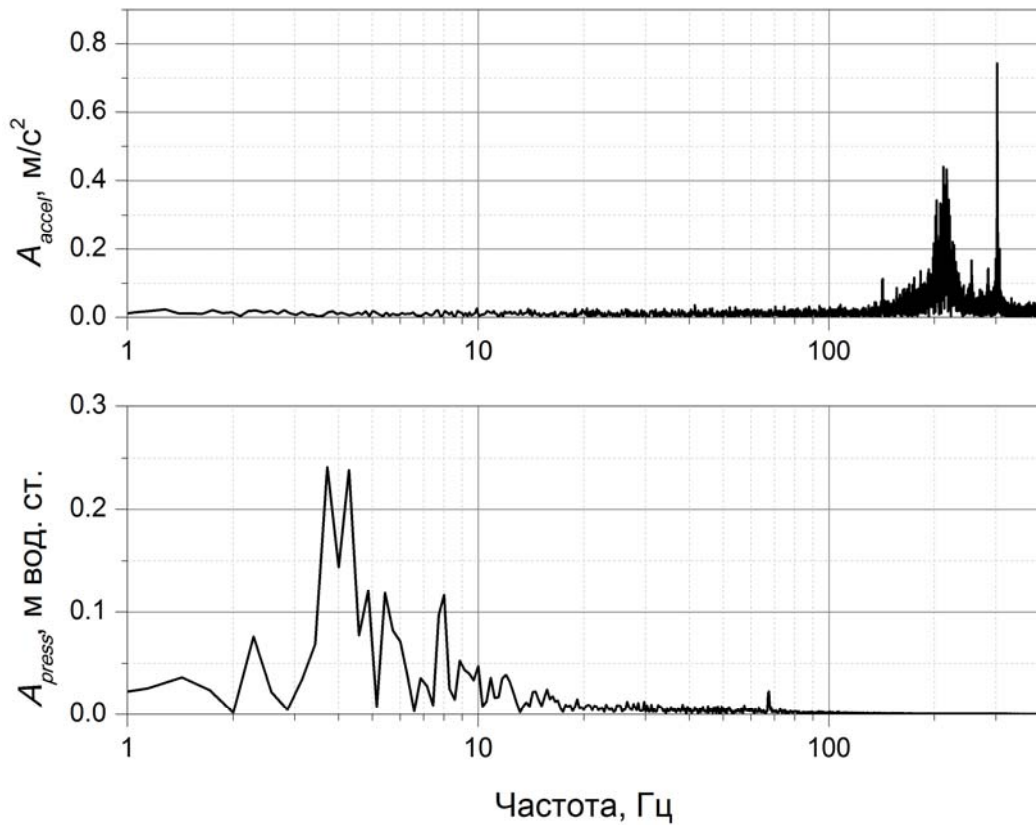


Рис. 3 – Спектрограммы виброускорений (m/s^2) на крышке гидротурбины и пульсаций давления (м вод.ст.) под рабочим колесом при малых расходах

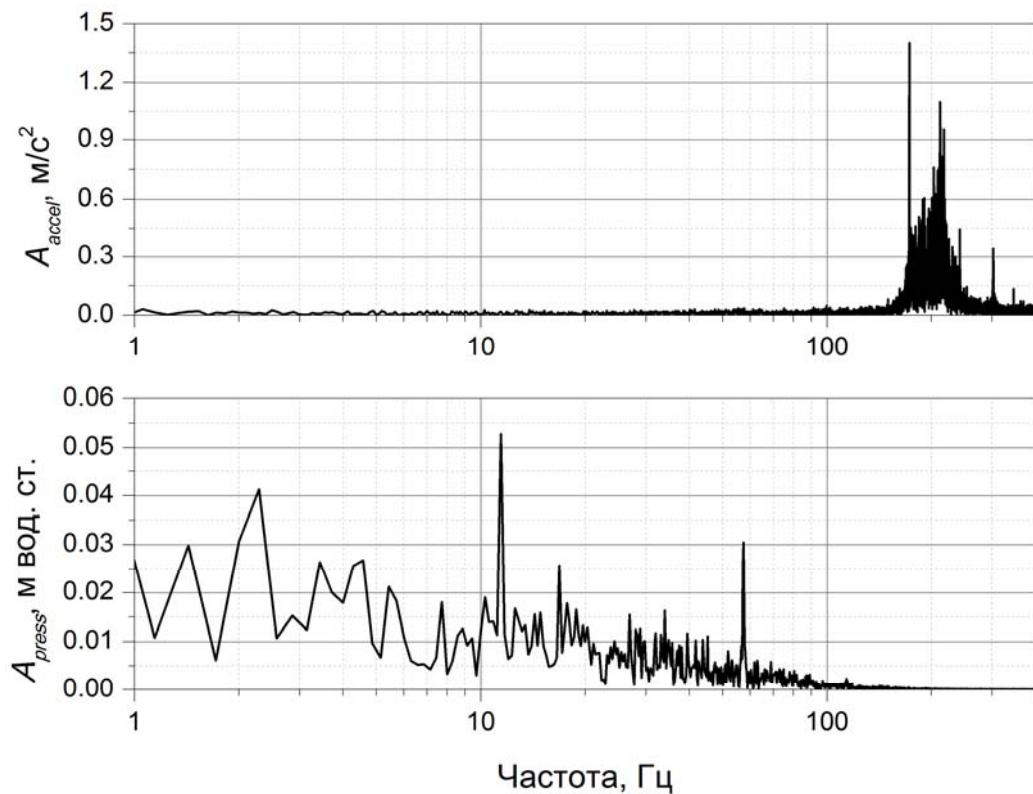


Рис. 4 – Спектрограммы виброускорений (m/s^2) на крышке гидротурбины и пульсаций давления (м вод.ст.) под рабочим колесом при больших расходах

Выводы. Гидравлические возмущающие силы (пульсации давления в проточной части) действуют на элементы конструкции гидроагрегата с частотами, отличающимися от частот собственных колебаний. Однако, имеющиеся в спектре ответа системы частоты соответствуют собственным частотам конструкции. Это свидетельствует о наличии широкополосного нагружения, причиной возникновения которого, очевидно, являются кавитационно-турбулентные процессы в проточной части гидроагрегата.

Опыт эксплуатации гидротурбин различных типов на гидроэлектростанциях и модельные исследования показали, что пульсации давления в модельных гидротурбинах удовлетворительно пересчитываются на натурные гидротурбины. К сожалению, вибрационные характеристики таким образом не моделируются, поскольку жесткости и массы конструкций модели и природы сильно отличаются, что делает частоты их собственных колебаний строго индивидуальными. Все перечисленные обстоятельства свидетельствуют о необходимости проведения подобного натурального эксперимента. Однако, это ни в коей мере не умаляет важности проведенного модельного исследования, которое позволило отработать методику совместного анализа пульсационных и вибрационных характеристик гидротурбины.

Список литературы: 1. Модельные исследования гидротурбин [Текст] / Ф.В. Аносов, А.В. Белобородов, М.В. Гушин [и др.]; под ред. В.М. Малышева. – Л.: Машиностроение, 1971. – 288 с. 2. Водка, А.А. Виброизмерительный комплекс на основе микроэлектромеханического сенсора [Текст] / А.А. Водка, А.И. Трубаев, Ю.Н. Ульянов // Вісник Східноукраїнського Національного університету ім. В. Даля. – Луганськ, 2012.– № 9 (180). Ч.1. – С. 140-147.

Поступила в редколлегию 20.09.13

УДК. 621.224

Совместные пульсационные и вибрационные испытания модельной гидротурбины ПЛ-20 [Текст] / А.В. Рябов, А.Е. Катасонов, А.В. Бондаренко, А.И. Трубаев, А.А Водка, Ю.Н. Ульянов // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХПІ», 2014. – № 1(1044). – С. 170-174. – Бібліогр.: 2 назв. – ISSN 2078-774X.

Проаналізовані результати модельних досліджень пульсаційних і вібраційних характеристик гідротурбіни. Проведені розрахунково-експериментальні дослідження власних коливань ротора гідротурбіни. Зроблено порівняння графіків спектральної густини гідравлічних обурюючих сил і вібрації конструкції модельного блоку.

Ключові слова: модельні випробування, пульсації тиску, вихровий джгут, вібрації, частоти власних коливань, гідродинамічні збуджуючі сили що збуджують, спектр.

The pulsations and vibrations characteristics of the model hydroturbine have been analyzed. The computational and experimental studies of the natural oscillations of the rotor turbine have been performed. The comparison spectrograms of hydraulic disturbing forces and spectrograms of vibration design model unit have been performed.

Keywords: model tests, pressure pulsation of the vortex bundle, vibration, natural frequency the hydrodynamic exciting force spectrum.

УДК 621.651

Н.Г. ШЕВЧЕНКО, канд. техн. наук; доц. НТУ «ХПИ»;
Е.С. КОВАЛЬ, інженер НТУ «ХПИ»;
А.Л. ШУДРИК, студент НТУ «ХПИ»

КОМПЛЕКС ПРОГРАММ ДЛЯ РАСЧЕТА ПАРАМЕТРОВ ШТАНГОВОЙ СКВАЖИННОЙ НАСОСНОЙ УСТАНОВКИ

В статье рассматривается комплекс программ расчета параметров штанговой насосной установки для обеспечения необходимого дебита скважины и надежности насосного оборудования.

Ключевые слова: скважина, насос, колонна штанг, нефть, газожидкостная смесь, дебит, давление насыщения.

Введение

Штанговые скважинные насосы (ШСН) предназначены для откачивания из нефтяных скважин жидкостей с температурой не более 130 °С, обводненностью не более 99 % по объему, вязкостью до 0,3 Па·с, содержанием механических примесей до 3,5 г/л, свободного газа на приеме не более 25 %.

При эксплуатации ШСН необходимо решать одновременно две важные задачи – обеспечить максимальный дебит скважины и достаточную надежность работы штангового насоса. Один и тот же дебит скважины можно обеспечить различными режимами работы насосного оборудования. Расчет максимально возможного отбора жидкости из скважины при сохранении достаточной надежности работы насосного оборудования определяется условием совместной работы пласта и насосной установки:

$$\begin{cases} Q_{\text{пл}} = K_{\text{пр}} (p_{\text{пл}} - p_{\text{заб}})^n; \\ Q_{\text{н}} = f(H, q_{\text{т}}, \eta_{\text{п}}), \end{cases}$$

где $Q_{\text{пл}}$ – приток жидкости из пласта; $K_{\text{пр}}$ – коэффициент продуктивности скважин; $p_{\text{пл}}$ – пластовое давление; $p_{\text{заб}}$ – забойное давление; $Q_{\text{н}}$ – фактическая подача насоса; H – глубина спуска насоса; $q_{\text{т}}$ – теоретическая подача насоса; $\eta_{\text{п}}$ – коэффициент подачи насоса.

Основную сложность при решении системы вызывает второе уравнение – математическая модель для прогнозирования подачи штанговой установки. Так, например, для определения утечек жидкости в плунжерной паре и через клапаны насоса разработаны классические формулы для ламинарной и турбулентной областей. Однако утечки жидкости в скважинных насосах зависят и от других факторов: обводненности, реологических свойств и состава откачиваемой продукции (наличие песка, газа, парафина и др.). Поэтому для более надежного прогнозирования подачи глубинного насоса ряд авторов рекомендуют учитывать объемные потери на основании статистических данных по скважинам залежи [1].

Цель работы

Для повышения эффективности проектных работ, надежности эксплуатации необходимо создать комплекс программ, который позволит прогнозировать и проводить численные эксперименты по выбору оптимальной работы насосного оборудования в скважине.

К основным задачам проектирования скважинной штанговой насосной установки относятся:

- 1) определение глубины установки насоса в скважине;
- 2) выбор режима работы ШСН для обеспечения заданного дебита;
- 3) расчет и подбор равнопрочной штанговой колонны.

Решение

Авторами составлено четыре программных блока в математическом пакете «MathCad». Результаты расчета выводятся в удобном виде – таблицами и графиками. Краткое содержание программных модулей представлено на рис. 1.

Распределение давления газожидкостной смеси в вертикальных трубах

При подборе штанговых скважинных насосных установок программа начинается с определения распределения плотности, температуры и давления по глубине скважины.

Физическую модель, описывающую двухфазный поток в скважинах, можно представить следующими образом: на величину удельного объема текущей смеси существенно влияют изменение температуры и давления от забоя до устья скважины; кроме потерь на трение о стенки вертикальной колонны труб при движении газожидкостной смеси (ГЖС) происходят потери за счет скольжения фаз относительно друг друга; жидкость и газ образуют различные структуры потока.

В данной работе рассмотрен наиболее простой метод расчета изменения давления при движении ГЖС в вертикальных трубах – метод Ф. Поэтмана и П. Карпендера [2]. Этот метод описывает пузырьковую структуру потока, возникающую при течении ГЖС в скважине с коэффициентом обводнения скважины $B = 0$, дебитом скважины до $100 \text{ м}^3/\text{сут}$ и газовым фактором до $180 \text{ м}^3/\text{м}^3$.

Основное расчетное уравнение, имеет вид

$$\Delta h = \int_{p_1}^{p_2} \frac{dp}{\rho_{\text{см}} g \left[1 + \frac{V_{\text{см}}^2}{2gd} fo \right]},$$

где Δh – расстояние между двумя сечениями трубы, м; p_1, p_2 – давление в верхнем и нижнем сечениях трубы, Па; $\rho_{\text{см}}$ – плотность смеси, $\text{кг}/\text{м}^3$; $V_{\text{см}}$ – скорость смеси, $\text{м}/\text{с}$; d – диаметр трубы, м; fo – коэффициент гидравлических сопротивлений (учитывает силы трения и скольжение фаз).

Величину Δh определяют путем численного интегрирования.

Среднюю скорость на участке Δh определяют по формуле

$$V_{\text{см}} = \frac{4Q_{\text{см}}}{\pi d^2} b_{\text{см}} \frac{1}{86400},$$

где $Q_{\text{см}}$ – расход газожидкостной смеси, $\text{м}^3/\text{сут}$; $b_{\text{см}}$ – объемный коэффициент смеси.

В результате обработки промысловых данных в работе [2] предложена графическая зависимость для определения коэффициента сопротивления fo .

На рис. 2 представлены результаты расчета распределения давления от забоя к устью вдоль скважины по методике Ф. Поэтмана, реализованные на ЭВМ – *модуль № 2*. Особенностью численного расчета является использование в методе Поэтмана современных аналитических и полуэмперических зависимостей для расчета параметров газожидкостной смеси при соответствующих термодинамических условиях (P_i, T_i) – *модуль № 1*.

Расчет оптимальной глубины спуска скважинного насоса

Компоновка ШСН в скважине выбирается следующим образом:

По описанной выше методике, используя *модуль № 2*, строим зависимость распределения давления в стволе скважины, начиная от забоя и до устья скважины. Зависимости строятся для нескольких значений забойного давления.

Определяют глубину спуска насоса. Глубина спуска насоса H и, следовательно, давление на его приеме $p_{пр}$ должны быть, с одной стороны, достаточными для обеспечения высоких коэффициентов наполнения, а с другой – по возможности минимальными для предотвращения чрезмерного роста нагрузок на штанги и станок-качалку, а также увеличения затрат на оборудование и подземный ремонт.

Необходимое давление на приеме насоса зависит от содержания свободного газа в потоке откачиваемой газожидкостной смеси. Если свободного газа в откачиваемой смеси мало, то необходимое давление на приеме насоса принимается равным $p_{пр} = 0,2-0,5$ МПа. При значительном содержании свободного газа в продукции скважины давление на входе насоса принимают $p_{пр} = 2,7$ МПа (т.е. 30 % от $p_{нас}$) [3, 4].

Выбор режима откачки и типа насосного оборудования

Выбор производится с учетом следующих требований [1, 3]:

- при выборе типа приоритетом пользуются штанговые насосы вставного исполнения, а при наличии осложняющих условий (отложения парафина, гипса, солей, коррозионность среды) следует применять невставные насосы;
- искривление ствола скважины не должно превышать 2° на 10 м. В противном случае глубина подвески насоса должна быть уменьшена;
- заданная подача насоса обеспечивается наибольшей длиной хода станка качалки S , наименьшим диаметром насоса d_n и числом качаний n по формуле:

$$Q = \frac{\pi d_n^2}{4} S n \eta_n.$$

Соблюдение указанных требований способствует снижению осложнений во время подземных ремонтов, уменьшению нагрузок на станок-качалку и напряжений в штангах, установке более легкого оборудования в скважину.

В *модуле № 3* по методике, описанной в работах [3, 4], проводится расчет коэффициента наполнения насоса, теоретическая подача и параметр, характеризующий режим работы – $S \cdot n$.

Выбор и расчет на прочность конструкции колонны насосных штанг

Конструирование штанговой колонны состоит в определении необходимого числа ступеней, диаметра и длины штанг каждой ступени и марки штанг. Выбранная конструкция должна обеспечить безаварийную работу насосной установки с запланированной производительностью и при минимальных затратах. В расчетах используется методика [3, 4], в которой учтены не только зависимости прочности колонны от статических и динамических нагрузок, а также от осевой сжимающей силы, действующей на плунжер, и силы гидродинамического трения.

В *модуле № 4* выполняются следующие расчеты:

1) Определение длин двухступенчатой колонны штанг.

2) Расчет максимальной и минимальной нагрузок, действующих в точке подвеса колонны штанг:

$$P_{\max} = P'_{шт} + P_{ж} + K_{дин.в} (P_{виб.в} + P_{ин.в});$$

$$P_{\min} = P'_{шт} + K_{дин.н} (P_{виб.н} + P_{ин.н}),$$

где $P'_{шт}$ – вес колонны штанг в жидкости; $P_ж$ – гидростатическая нагрузка, обусловленная разницей давлений жидкости над и под плунжером при его ходе вверх; $P_{виб.в}$, $P_{виб.н}$ – вибрационная нагрузка при ходе вверх и вниз соответственно; $P_{ин.в}$, $P_{ин.н}$ – инерционная нагрузка при ходе вверх и вниз, соответственно; $K_{дин.в}$, $K_{дин.н}$ – поправочные коэффициенты для динамических составляющих экстремальных загрузок.

3) Расчет приведенного напряжения в точке подвеса штанг выполнен по формуле Одингга [3]:

$$\sigma_{пр} = \sqrt{\sigma_a \sigma_{max}} .$$

Для выбранной конструкции штанг и материала проверяется условие: *обеспечение усталостной прочности штанг в точке подвеса.*

4) Проводится расчет потери хода плунжера и длины хода полированного штока. При работе насоса колонны штанг и трубы периодически подвергаются упругим деформациям от веса жидкости, действующей на плунжер. Кроме того, на колонну штанг действуют динамические нагрузки и силы трения, вследствие чего длина хода плунжера может существенно отличаться от длины хода полированного штока.

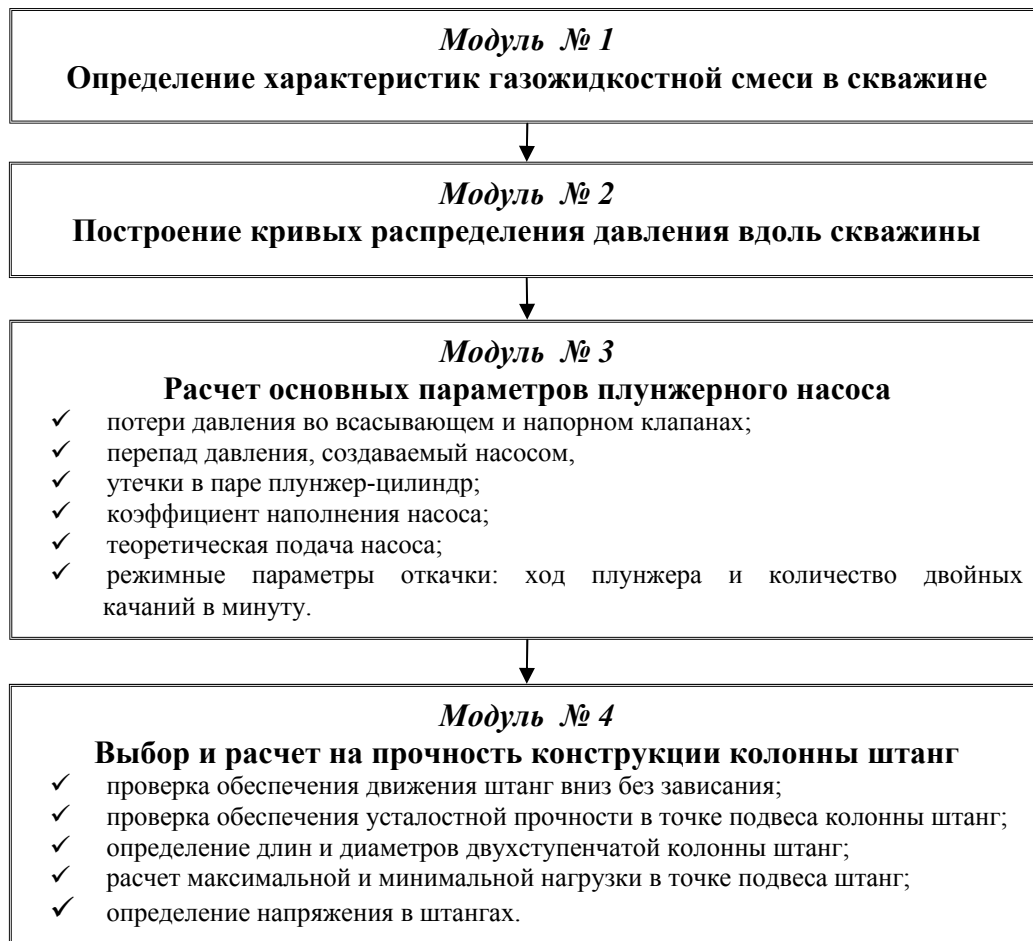


Рис. 1 – Расчетные программные модули

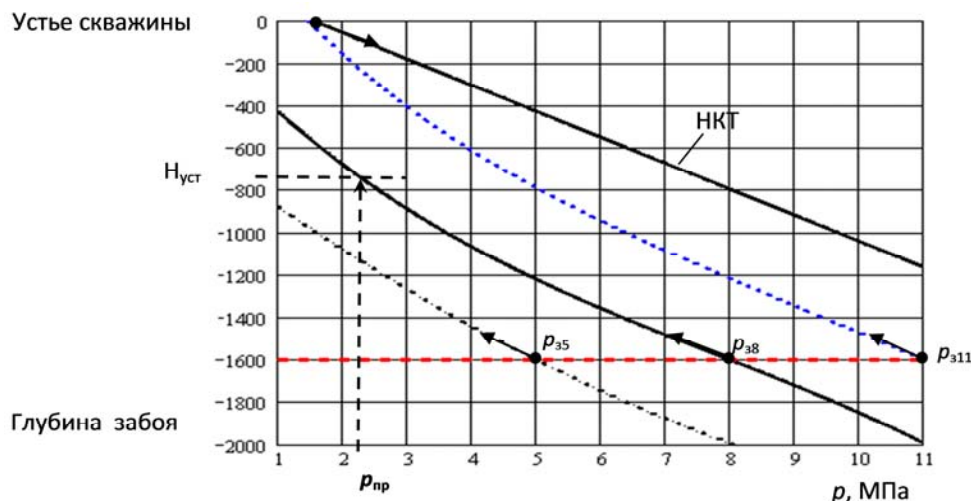


Рис. 2 – Распределение давления в скважине и насосно-компрессорных трубах (НКТ) для трех значений забойного давления: $p_{35} = 5$ МПа; $p_{38} = 8$ МПа; $p_{311} = 11$ МПа на глубине забоя 1600 м

Выводы

1 Предложенный комплекс программ позволяет прогнозировать и проводить численные эксперименты по выбору оптимальных вариантов режима работы насосного оборудования и конструкции колонны штанг при следующих допущениях: обводненность $B = 0$, дебит скважины от $20 \text{ м}^3/\text{сут}$ до $100 \text{ м}^3/\text{сут}$, значения газового фактора до $180 \text{ м}^3/\text{м}^3$.

2 Программный комплекс позволяет пополнять справочные данные для конкретных условий эксплуатации нефтяных скважин. Планируется дальнейшая работа по усовершенствованию программного комплекса с целью расширения области применения.

3 Особенностью данной работы является применение в классических методиках расчета современных аналитических и полуэмпирических зависимостей.

Список литературы: 1. Справочник по добыче нефти [Текст] / В.В. Андреев – М.: ООО «НедраБизнесцентр». – 2000. – 376 с. 2. Силаш, А.П. Добыча и транспортировка нефти и газа [Текст]: в 2 частях / А.П. Силаш; пер. с англ. – М.: Недра, 1980. – Часть 1. – 375 с. 3. Справочник руководства по проектированию, разработке и эксплуатации нефтяных месторождений. Добыча нефти [Текст] / Под общ. ред. Ш.К. Гиматудинова. – М.: Недра. – 1983. 4. Персиянцев, М.Н. Добыча нефти в осложненных условиях [Текст] / М.Н. Персиянцев. – М.: ООО «НедраБизнесцентр», 2000. – 653 с.

Поступила в редколлегию 25.09.13

УДК 621.651

Комплекс программ для расчета параметров штанговой скважинной насосной установки [Текст] / Н.Г. Шевченко, Е.С. Коваль, А.Л. Шудрик // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХПІ», 2014. – № 1(1044). – С. 175-179. – Бібліогр.: 4 назв. – ISSN 2078-774X.

У статті розглядається програмний комплекс розрахунків параметрів штангової насосної установки для забезпечення необхідного дебіту свердловини й надійності насосного обладнання.

Ключові слова: свердловина, насос, колона штанг, нафта, газорідина суміш, дебіт, тиск насичення.

In article the complex of programs of calculation of parameters of shtangovy pump installation for providing a necessary output of a well and reliability of the pump equipment is considered.

Keywords: well, pump, column of bars, oil, gas-liquid mix, output, saturation pressure.

УДК 622.245.44

Д.В. РИМЧУК, канд. техн. наук; зам. директора «ЛІКВО», Харків;
С.В. ЦИБУЛЬКО, ГПУ «Шебелинкагазвидобування», Харків

ОПТИМІЗАЦІЯ ПРОЦЕСУ РАДІАЛЬНОЇ ДЕФОРМАЦІЇ ОБОЛОНКИ ВИБУХОВОГО ПАКЕРА

Запропоновано оболонковий пакер, що деформується, з видаленою камерою згоряння і дросельною муфтою. Для радіальної деформації оболонки пакера використовують енергію вибуху заряду металевий вибухової речовини. Пакер призначений для розмежування пластів у нафтових і газових свердловинах. Розглянуто шляхи підвищення надійності роботи пакера.

Ключові слова: пакер, пласт, свердловина, буровий розчин.

Вступ. Розглянута у статті проблема актуальна при розробці нафтогазових родовищ методом почергового використання пластів «від низу – до гори», а саме при розмежуванні продуктивних пластів із використанням пакерів. Аналіз сучасних технологій використання пакерів свідчить, що найбільш економічними є технології з установами вибухового пакера із залученням для спуско-підіймальних операцій геофізичного обладнання, що швидко монтується на свердловині. Однак для досягнення максимального ефекту розмежування пластів необхідно провести оптимізацію процесу радіальної деформації оболонки пакера, що пов'язана із зниженням швидкості деформації для більш повного витиснення залишків плівки бурового розчину із щілини між зовнішньою стінкою оболонки пакера і внутрішньою стінкою свердловини. Запропонована стаття висвітлює дослідження і висновки авторів з питання оптимізації процесу роздачі вибухового пакера, що полягає у перенесенні згоряння порохового заряду із оболонки пакера в видалену камеру згоряння з подальшим перетіканням порохів газів із камери згоряння в оболонку через дросель і у попередній деформації стінки оболонки для її спрямованої роздачі.

Основна частина. При розробці нафтогазових родовищ здебільше використовують технологію почергової експлуатації продуктивних пластів «від низу – до гори». При цьому добурюють свердловину до нижнього продуктивного горизонту, перфорують її на цьому горизонті і пускають в експлуатацію. При виснаженні нижнього горизонту, його відсікають і переходять на експлуатацію наступного по висоті горизонту, і так по черзі до найвищого. Відсікання горизонтів (розмежування пластів) проводять встановленням в експлуатаційну колону свердловини цементного мосту, або пакера, або каскаду пакерів. Традиційний метод встановлення цементного мосту вимагає наявності значних відстаней між горизонтами по вертикалі та трудомістких операцій із спуску-підійманню колони труб бурового інструменту [1]. Більш привабливим для розмежування пластів є метод встановлення в свердловину вибухового пакера, для спуску і приведення в дію якого використовують геофізичне обладнання, що швидко монтується [2]. Вибуховий пакер спускають у свердловину каротажним підйомником на вантажному геофізичному кабелі, приводять в робочий стан електричним імпульсом й від'єднують від підвіски енергією вибуху порохового заряду. Підвіску піднімають на поверхню разом із кабелем і використовують багаторазово. При необхідності із міркувань перепаду тиску між горизонтами, що відсікають, встановлюють каскад із декількох вибухових пакерів.

Найбільш широко в нафтогазовій галузі використовується пакер типу ВП, вибухова оболонка якого виготовлена із пластичного матеріалу. Він призначений для роботи при гідростатичному тиску до 60 МПа й температурі до 120 °С. На рис. 1а зображено конструкцію пакера ВП, готового до застосування, а на рис. 1б – пакер ВП після деформації вибухом і від'єднання кабельної підвіски. Пакер складається із пластичного алюмінієвого корпусу 1, голови 2 і кабельної підвіски 3. Корпус 1 має вигляд пустотілого циліндра всередині якого розміщено пороховий заряд 4. В голові 2 розміщено поршневий замок 5 із кульками 6, які знаходяться в зачепленні із підвіскою 3, та електрозапальник 7.

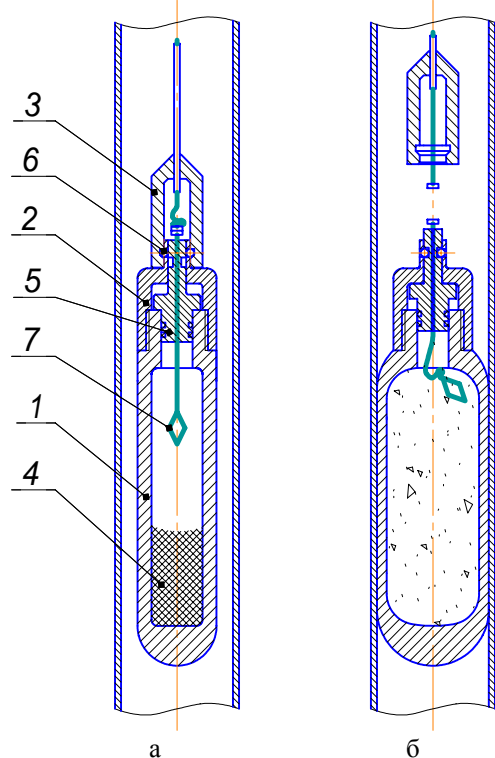


Рис. 1 – Пакер ВП:
а – у готовому до застосування стані;
б – після деформації вибухом
і від'єднання кабельної підвіски

Пакер ВП після спуску в свердловину на глибину встановлення спрацьовує від електричного імпульсу, який розігріває нитку електрозапальника і ініціює вибух порохового заряду. Під тиском порохових газів оболонка корпусу пакера деформується у радіальному напрямку до повного контакту із внутрішньою стінкою свердловини, розділяючи її порожнину на два ізолюваних один від одного простори – надпакерний і підпакерний. Одночасно поршневий замок переміщується у крайнє верхнє положення, при якому кульки виходять із зачеплення із підвіскою і вивільняють її для повертання нагору.

Однак у такого на перший погляд простого в виготовленні і в використанні пакера є суттєві недоліки, які не дають стовідсоткового надійного результату розмежування надпакерного і підпакерного просторів, в наслідок чого при постановці його у свердловину залучають додаткові заходи ізолювання у вигляді постановки над пакером цементного куполу. Розглянемо ці недоліки.

Перший недолік вибухового пакера ВП пов'язаний із великою швидкістю роздачі оболонки під тиском продуктів згоряння порохового заряду. Навіть згоряння спеціальних порохових зарядів, яке відбувається паралельними шарами і не переходить у вибух, займає дуже короткий час на газоутворення – у межах 0,01 секунди (при використанні звичайних зарядів піроксилінового порошу цей час на два порядки менше – у межах 0,0001...0,001 секунди). В наслідок цього стінка оболонки пакера наближаючись до стінки свердловини витісняє свердловинний розчин при зменшенні зазору із наростаючою швидкістю, яка вже при зазорі менше 1,5 мм досягає критичного значення. При цьому відбувається запирання залишку плівки розчину у зазорі, розчин не стискається і приймає на себе тиск стінки оболонки як тверде тіло. Крім того, частина розчину, яка спрямована у підпакерний простір, стикається із розчином в замкненому об'ємі, який в наслідок нестискання рідини не дає можливості рухатись цій частині розчину під пакер.

Існує ще один недолік, який пов'язаний із уніфікацією порції порохового заряду для кожного із типорозмірів пакерів з метою спорядження заряду в умовах

спеціалізованого виробництва на етапі виготовлення. В той же час розрахункова кількість порохового заряду залежить від конкретних умов застосування пакера, а саме від глибини встановлення пакера і від товщини стінки обсадної колони.

І це очевидно на прикладі пакера ВП-135 призначеного для встановлення в обсадній колоні зовнішнім діаметром 168 мм, розмір радіальної деформації знаходиться у межах від $\Delta R_{\min} = 4,55$ мм при товщині стінки 12,1 мм до $\Delta R_{\max} = 7,75$ мм при товщині стінки 8,9 мм. Від чого коефіцієнт корекції кількості заряду на зміну внутрішнього об'єму буде коливатись у межах

$$K_v = 1 \dots (\Delta R_{\max} - \Delta R_{\min})^2 / \Delta R_{\max}^2 = 1 \dots 0,17.$$

Глибина встановлення пакера може коливатися у межах від 2500 м до 4000 м, і в наслідок чого може коливатися величина зовнішнього тиску бурового розчину на оболонку пакера P_p . Так при використанні у якості розчину технічної води P_p може змінюватись у межах 25...40 МПа. Тоді коефіцієнт корекції кількості заряду на свердловинний тиск буде коливатися у межах

$$K_p = 1 \dots (\sigma_{A1} (D_{\text{пзв}} - D_{\text{пвн}}) + P_{p\min} D_{\text{пзв}}) / (\sigma_{A1} (D_{\text{пзв}} - D_{\text{пвн}}) + P_{p\max} D_{\text{пзв}}) = 1 \dots 0,8,$$

де σ_{A1} – напруга пластичної деформації стінки пакера; $D_{\text{пзв}}$ – зовнішній діаметр оболонки пакера; $D_{\text{пвн}}$ – внутрішній діаметр оболонки пакера.

Крім того має значення K_{zT} – коефіцієнт температурної нестабільності порохового заряду, що коливається в залежності від температури бурового розчину в свердловині на різних глибинах встановлення пакера у межах $K_{zT} = 1 \dots 0,9$.

Підсумковий коефіцієнт корекції кількості порохового заряду може коливатися у межах

$$K_{\Sigma} = K_v K_p K_{zT} = 1 \dots 0,12.$$

При такій нестабільності коефіцієнта корекції розрахункової кількості заряду залежно від умов використання пакера досить легко припуститися помилки, що може привести або до нецільного прилягання пакера до стінки свердловини (неповної деформації пакера), або до руйнування оболонки розривом.

Очевидно, що якщо значно знизити швидкість роздачі оболонки пакера і спрямувати витиснення розчину із зазору між стінками пакера і свердловини нагору у надпакерний простір, зменшити ризик припущення помилки при розрахунках кількості порохового заряду, то можна істотно підвищити надійність розмежування надпакерного і підпакерного просторів свердловини. Вирішення цієї задачі значно підвищить попит на застосування вибухових пакерів.

Авторами проведені розрахункові та експериментальні дослідження з оптимізації процесу роздачі вибухового пакера та розроблена конструкція, в якій з метою зниження швидкості роздачі оболонки пакера та спрямування витиснення бурового розчину в надпакерний простір згоряння порохового заряду перенесено у видалену камеру згоряння із подальшим перетіканням порохових газів в оболонку пакера через дросель, а сама оболонка пакера попередньо деформована у його нижній частині у радіальному напрямку. Конструкція була розроблена для перекриття обсадної колони із зовнішнім діаметром 168 мм і отримала шифр ВПД-168.

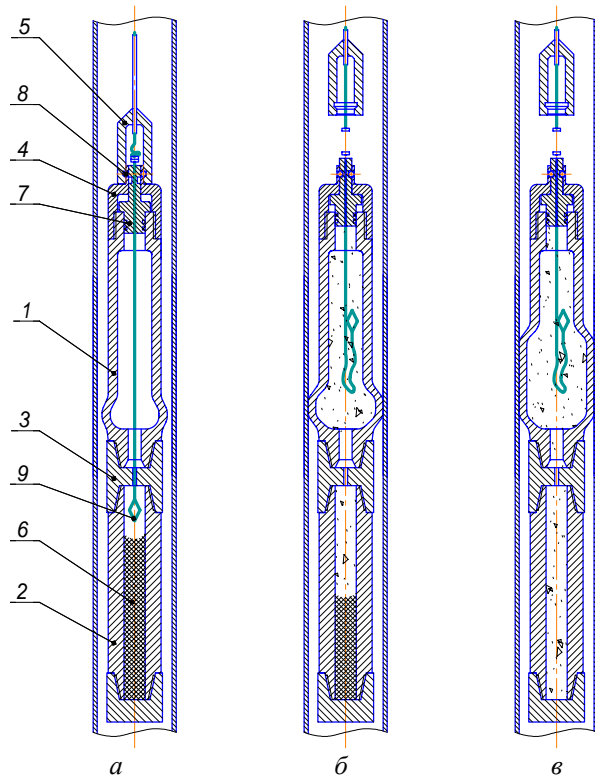


Рис. 2 – Пакер ВПД-168:

а – у готовому до застосування стані; *б* – в початковий момент деформації вибухом із від'єднаною кабельною підвіскою; *в* – кінцевий момент деформації вибухом

Будову і принцип роботи пакера ВПД-168 наведено на рис. 2. Пакер складається із пластичного алюмінієвого корпусу 1, видаленої камери згоряння 2, дросельної муфти 3, голови 4 і кабельної підвіски 5. Корпус 1 має вигляд пустотілого циліндра, попередньо деформованого у нижній частині в радіальному напрямку. Дросельною муфтою 3 корпус з'єднаний із камерою згоряння 2, всередині якої розміщено пороховий заряд 6 та електрозапальник 9. Камера згоряння виготовлена із товстостінної сталевий бурильної труби зовнішнім діаметром 127 мм із проходом 50,8 мм. З'єднання між собою корпусу, дросельної муфти і камери згоряння виконано замковою різьбою NC-38. В голові 4 розміщено поршневий замок 7 із кульками 8, які знаходяться в зачепленні із кабельною підвіскою 5.

Пакер ВПД-168 після спуску в свердловину на глибину встановлення спрацьовує від електричного імпульсу, який розігріває нитку електрозапальника і ініціює вибух порохового заряду. Утворені порохові гази перетікають у оболонку корпусу через дросельну муфту, яка дозволяє розтягнути перетікання газів у часі до 0,25...1,0 секунди. Час перетікання можна регулювати підбиранням діаметра дросельного отвору муфти за даними експериментальних досліджень [3, 4].

Під тиском порохових газів оболонка корпусу пакера роздається у радіальному напрямку. Спочатку роздача відбувається у нижній частині корпусу в місці попередньої деформації, де співвідношення товщини стінки оболонки до її внутрішнього діаметру менше ніж на вищих ярусах, і відповідно опір тиску деформації також менший. Після повного щільного прилягання нижнього яруса оболонки пакера до внутрішньої стінки свердловини починається поступова деформація наступних ярусів оболонки знизу-вверх, так поки вистачить енергії порохових газів. При цьому зміна конфігурації щілини між пакером і свердловиною відбувається у осьовому напрямку в надпакерну зону із швидкістю менше критичної, без запирання у щілині залишкової плівки бурового розчину. Крім того, при такій осьовій направленості деформації прилягання zdeформованої частини пакера до стінки свердловини завжди щільне, а від кількості виділеної при згорянні порохового заряду енергії залежить лише довжина zdeформованої ділянки. Це дозволяє маневрувати умовами застосування пакера у більш вільних діапазонах геометричних, глибинних і температурних параметрів свердловини без ризику недостатньої деформації пакера або його руйнування. Переміщення поршневого замка із вивільненням кульок і від'єднанням підвіски відбувається аналогічно як і у пакера ВП.

Однак слід зауважити, що енергетичні витрати пакера ВПД-168 більші ніж у аналогічного розміру пакера ВП. Це пов'язано із тим, що енергія утворених у камері згоряння порохових газів витрачається на виконання корисної роботи з деформації оболонки та теплові втрати в навколишнє середовище, які при дроселюванні зростають за рахунок розігріву дроселя [5].

Висновки

– оптимізація вибухового оболонкового пакера із пластичного матеріалу полягає в вирішенні задачі підвищення надійності розмежування пластів за рахунок повного витиснення залишків плівки бурового розчину із щілини між стінками пакера і свердловини в надпакерний простір.

– задача оптимізації може бути вирішена за рахунок уповільнення і спрямованості радіальної роздачі оболонки пакера, а саме – за рахунок перенесення згоряння порохового заряду у видалену камеру згоряння, перетікання порохових газів у оболонку пакера через дросель, попередньої деформації нижнього яруса оболонки в радіальному напрямку.

– завдання подальших досліджень з цього питання полягають в вивченні і оптимізації режимів перетікання порохових газів із видаленої камери згоряння до оболонки пакера для всього ряду типорозмірів вибухових пакерів.

Список літератури: 1. Ашрафьян, М.О. Технология разобшения пластов [Текст] / М.О. Ашрафьян. – М.: Недра, 1989. – 232 с. 2. Григорян, Н.Г. Краткий справочник по прострелочно-взрывным работам [Текст] / Н.Г. Григорян. – М.: Недра, 1990. – 198 с. 3. Обладнання для пластичної деформації оболонки пакера в обсадженої свердловині [Текст] / В.К. Борисевич, Д.В. Римчук, С.В. Цибулько // Нафтова і газова промисловість. – 2011. – № 4(258). – С. 34-38. 4. Аналіз і корекція робочих процесів вибухового пакера за аналогією з робочими процесами пострілу [Текст] / С.В. Цибулько // Питання розвитку газової промисловості України. Зб. наук. праць УкрНДІгаз. – Х., 2011. – № XXXIX. – С. 118-125. 5. Абрамович, Г.И. Прикладная газовая динамика [Текст] / Г.И. Абрамович. – М.: Наука, 1991. – 464 с.

Поступила в редколлегию 05.09.13

УДК 622.245.44

Оптимізація процесу радіальної деформації оболонки вибухового пакера [Текст] / Д.В. Римчук, С.В. Цибулько // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХП», 2014. – № 1(1044). – С. 180-184. – Бібліогр.: 5 назв. – ISSN 2078-774X.

Предложено деформируемый оболочковый пакер с удаленной камерой сгорания и дросельной муфтой. Для радиальной деформации оболочки пакера используется энергия взрыва заряда метательного взрывчатого вещества. Пакер предназначен для разобшения пластов в нефтяных и газовых скважинах. Рассмотрены пути повышения надежности пакера.

Ключевые слова: пакер, пласт, скважина, буровой раствор.

The paper offers a shell-type deformable packer with remote chamber of combustion with a throttle-diaphragm. For a radial deformation of the shell packer used explosive energy propellant charge. The packer is designed for separation of strata in oil and gas wells. The ways of increase of reliability of work of a packer cover.

Keywords: packer, layer, mining hole, boring solution.

УДК 621.22

Г.А. АВРУНИН, канд. техн. наук; доц. ХНАДУ, Харьков;
И.И. МОРОЗ, ст. преп. ХНАДУ, Харьков

ЭТАПЫ РАЗВИТИЯ И ДОСТИЖЕНИЯ СОВРЕМЕННОГО ОБЪЕМНОГО ГИДРОПРИВОДА

Приведен краткий исторический опыт развития объемного гидропривода и показаны современные достижения в реализации ряда важных технических задач.

Ключевые слова: гидропривод, насосы и гидромоторы, технический уровень.

Введение

Технический прогресс объемного гидропривода (ОГП) проявляется в непрерывном расширении его возможностей путем приобретения гидрофицированными машинами и механизмами более прогрессивных свойств и характеристик, таких как КПД, реализация режимов энергосбережения, надежность, быстроедействие и точность позиционирования, способность функционирования в критических эксплуатационных условиях по температуре рабочей жидкости (РЖ), окружающего воздуха и др. Достижение требуемых от гидропривода параметров зависит от возможностей его работы на повышенных нагрузках (давлениях), частотах вращения и температурах, что в значительной мере определяется уровнем технологии изготовления, методик расчета, материалов и комплектующих узлов (антифрикционных материалов, уплотнений, РЖ, электроники, датчиков, подшипников, рукавов высокого давления и др.). ОГП является одной из наиболее динамично развивающихся отраслей машиностроения как с точки зрения количественных показателей, так и повышения технического уровня. Современный этап развития ОГП характеризуется прежде всего массовостью его производства во многих странах мира, автоматизацией производственных процессов гидрофицированных машин за счет использования достижений электрогидроавтоматики, поиском энергосберегающих решений на основе использования насосов и гидромоторов с регулируемым рабочим объемом, расширением температурного диапазона, широкой стандартизацией гидравлических компонентов, снижением уровня шума и, конечно, снижением металлоемкости гидромашин и гидроаппаратов. Произошло довольно четкое разделение гидрооборудования на изделия, предназначенные для использования в мобильном секторе машиностроения и стационарных машинах и установках, образовались достаточно устойчивые связи между изготовителями гидрофицированного оборудования и производителями гидравлических компонентов, накопился большой опыт эксплуатации такого оборудования, определились преимущества и недостатки ОГП, а также перспективы и задачи, требующие решения для дальнейшего развития этой отрасли машиностроения. Поэтому систематизация и анализ достижений и проблем современного ОГП оказывают влияние на формирование актуальных задач для конструкторов и ученых, открывают для потребителей широкие возможности подбора гидрооборудования и являются стимулом для развития отечественной конкурентоспособной промышленности.

© Г.А. Аврунин, И.И. Мороз, 2014

Основная часть

Мировая история развития гидропривода и гидравлических передач насчитывает немногим более 100 лет. Уже на первой автомобильной выставке в Берлине в конце 19 века демонстрировался автомобиль с ОГП [1], а во время первой мировой войны ОГП применялся на танках.

Однако ОГП не получили распространения на автомобилях из-за сложности конструкции, высокой стоимости, жесткости характеристик и низкого КПД, вызывающего большой нагрев гидросистемы. В качестве альтернативы ОГП в автомобилестроении стали использоваться гидромеханические передачи, сочетающие гидродинамические (гидротрансформаторы), механические передачи и системы управления, благодаря которым достигнуто автоматическое переключение передач и поэтому такого типа коробки передач стали классифицироваться как автоматические. Гидротрансформаторы впервые получили распространение на судовых двигательных установках при переходе с паровых поршневых машин к быстроходным турбинам.

Благодаря внедрению автоматических коробок передач удалось повысить надежность и долговечность агрегатов автомобиля, упростить его управление за счет исключения педалей сцепления и необходимости постоянного пользования переключателем передач, улучшить комфортабельность езды, обеспечить легкость обучения водителя и др. В настоящее время автоматическими коробками передач снабжаются в США до (85...90) % легковых автомобилей, почти все городские автобусы и значительная часть грузовых автомобилей, в Европе и Японии до (25...30) % легковых автомобилей. В управлении автоматической коробкой передач существенную роль играют устройства ОГП, в том числе гидро- и электрогидроавтоматики (насосы, гидрораспределители с электромагнитным, в том числе пропорциональным управлением, гидроклапаны давления, фильтры и теплообменные аппараты).

В 1933 г. проф. И.И. Куколевским проанализирован зарубежный опыт в области гидропередач объемного (гидростатического) и гидродинамического принципа действия (табл. 1) и дан перспективный прогноз их развития [2]:

1 Гидропередачи начали развиваться начиная с 1914 г.

2 Все гидропередачи классифицировались как гидродинамические трансформаторы, в том числе:

2.1 Поршневые гидропередачи и гидропередачи на базе пластинчатых (лопастных) насосов и гидромоторов.

2.2 Комбинированные гидротрансформаторы на базе поршневых, пластинчатых и шестеренных гидромашин в любых комбинациях.

2.3 Лопаточные гидротрансформаторы на базе комбинаций центробежного насоса и турбины.

Таблица 1

Оценка технического уровня гидропередач в 1933 г.
(в баллах [2]), изложенная в современной терминологии

Тип гидромашин	Надежность	КПД, %	Регулируемость и приспособляемость	Масса
Пластинчатые	4	70–80	3	4
Радиальнопоршневые	2	78–83	1	2
Аксиальнопоршневые	3	70–80	–	1; 2
Гидродинамические: трансформаторы гидромурфты	1	80–84 97	2	0,8

Среди объемных гидромашин предпочтение отдавалось радиальнопоршневым однократного (эксцентрикового) и многократного (многоходового) действия. Перспективными для ОГП ожидалось следующие области: для станкостроения пластинчатые и поршневые гидромашини мощностью до 36 кВт; регулируемые насосы для кузнечно-прессового оборудования; гидропередачи нераздельного исполнения для тепловозов и различного рода вспомогательных стационарных и судовых установок мощностью до 150...300 кВт, обслуживающих механизмы с переменным режимом или периодической работой.

Для тепловозов и судовых силовых установок прогнозировался приоритет гидродинамических передач (гидротрансформаторов и гидромуфт).

Таким образом, были определены направления и области использования гидроприводов объемного и гидродинамического типов. Прогноз не оправдался только относительно роли аксиальнопоршневых гидромашин, так как последние по техническому уровню, в том числе возможностям регулирования, и объему производства занимают сегодня ведущее место как в стационарных, так и в ОГП мобильных машин. Радиальнопоршневые насосы и гидромоторы также получили широкое распространение, но имеют более локальные области применения по сравнению с аксиальнопоршневыми. Если по давлению современные радиальнопоршневые насосы в ряде случаев превосходят аксиальнопоршневые (номинальные значения достигают 50...70 МПа против 32...50 МПа), то по скоростным и энергетическим (удельным) показателям уступают. Высокомоментные радиальнопоршневые гидромоторы однократного и многократного действия также имеют сегодня высокий технический уровень, широко используются в качестве моторколес в транспортных тяговых машинах, приводах вращения лебедок кранов для различных отраслей, стационарных приводах вращения, но часто уступают по применимости в мобильных машинах аксиальнопоршневым быстроходным гидромоторам в комбинации с цилиндрическими и планетарными редукторами или коробками передач.

В 30-е годы наибольшее распространение получили аксиальнопоршневые гидромашини с наклонным диском и радиально-поршневые эксцентрикового (однократного) и многократного принципа действия. Следует отметить появление в этот период ОГП мощностью порядка 1000 кВт и освоение рабочих давлений до 10...20 МПа, а КПД гидропередач достигал 82 %. Например, аксиальнопоршневые гидропередачи в британском флоте имели мощность до 400 кВт при КПД до (78...81) %.

Одним из основных выводов доклада [1] явилась констатация отсутствия в советском довоенном машиностроении опыта в области создания гидравлических передач.

Последующие 30 лет дали существенный скачок в развитии гидропередач и к 60-м гг. за рубежом достигнуты [3, 4]:

– рабочие давления аксиально- и радиальнопоршневых гидромашин до 40...52 МПа;

– повышение долговечности гидромашин с 500 до 3000 ч;

– мощность гидромашин до 4500 кВт. Например, аксиально-поршневой насос типа 300АНД английской фирмы «Vickers» при рабочем объеме 22 дм³ и частоте вращения 400 мин⁻¹ имел подачу в 8615 л/мин и мощность 4478 кВт при давлении 21 МПа, массу 19500 кг, отношение массы к мощности 4,35 кг/кВт;

- максимальная частота вращения аксиальнопоршневых гидромашин до 2000...12000 мин⁻¹ в зависимости от рабочего объема;
- созданы высокомоментные тихоходные радиальнопоршневые гидромоторы однократного и многократного действия с рабочим объемом до 6...45 дм³, но в то же время давление не превышало 6...20 МПа;
- снижение металлоемкости, например, для аксиальнопоршневых гидромашин удельная мощность по сравнению с 1975 г. снижена более чем в 3 раза (табл. 2).

Таблица 2

Технический уровень аксиальнопоршневых гидромашин

Тип гидромашин:	Отношение массы к мощности, кг/кВт		
	до 1960 г.	до 1975 г.	2012 г.
С постоянным рабочим объемом (мотор-насосы)	0,65...1,6	0,25...0,66	0,08...0,15
Насосы с регулируемым рабочим объемом	2,4...4,0	0,8...1,3	0,21...0,31

Особое внимание стало уделяться очистке РЖ, как одному из основных факторов повышения долговечности и надежности ОГП.

При этом следует отметить то, что снижение массы гидромашин для мобильной техники сопровождалось, при их непрерывном агрегатировании, устройствами для обеспечения функционирования в замкнутой цепи циркуляции РЖ, включая предохранительные и антикавитационные клапаны, насос подпитки, «промывочный» гидрораспределитель, регуляторы различного функционального назначения, гидроаппараты предотвращения работы в режиме постоянного открытия предохранительных клапанов основных магистралей, контрольные точки для возможности измерения давления. Агрегатирование гидромашин позволяло еще больше снизить металлоемкость ОГП.

Применение ОГП в машинах для земляных работ началось в 30-х гг. прошлого столетия в качестве вспомогательных устройств для управления механическими силовыми приводами, в частности, для включения фрикционных муфт и тормозов лебедок канатных систем рабочего оборудования [5]. После второй мировой войны началось более широкое внедрение ОГП в землеройно-транспортных машинах. Однако низкий уровень давлений и зависимость коэффициента кинематической вязкости РЖ от температуры ограничивали возможности создания эффективных конструкций и эксплуатации машин с ОГП в различных климатических зонах. Результатом творчества конструкторов, технологов и материаловедов явилось создание ОГП на давление до 20 и затем до 40...50 МПа, содержащих надежные уплотнения, рациональные системы управления и защиты от перегрузок, РЖ для эксплуатации в различных климатических зонах и средства их кондиционирования. Уже в 70-х гг. в экскаваторах стал широко использоваться ОГП для гусеничного и колесного хода и технологического оборудования.

Интенсивное развитие производство комплектующих для ОГП получило в 70–80 гг. в связи с закупкой бывшим СССР лицензий на гидромашин, гидрораспределители и системы смазки.

Аксиальнопоршневые гидромашин с наклонным блоком цилиндров типа «*Hydro-Gigant*» фирмы «*CONSTANTIN RAUCH*» (ФРГ) были освоены производством

«Стройгидравлика» (г. Одесса), «Машиностроительный завод им. М.И. Калинина» (г. Москва), «Пневмостроймашина» (г. Екатеринбург) и «Пролетарский завод» (г. Санкт-Петербург). Регулируемые насосы и нерегулируемые насос-моторы имели рабочие объемы от 11,6 до 224 см³ и от 468 до 1830 см³ на номинальное давление 16 МПа (максимальное 25 и 35 МПа, соответственно) [6].

Выпуск аксиальнопоршневых регулируемых насосов и насос-моторов с наклонным диском серии A1V по лицензии фирмы «M. REXROTH» освоил шахтинский завод «Гидропривод» Ростовской области. Рабочий объем гидромашин от 32 до 250 см³ на давление до 32 МПа для насосов и насос-моторов серий PNA-V/320 и PMNA-V/320, соответственно.

Лицензия на аксиальнопоршневые насосы и гидромоторы с наклонным диском серии 20 фирмы «SAUER-SUNDSTRAND» была закуплена для преимущественного использования в мобильных машинах сельскохозяйственного и военного назначения. В состав лицензии вошли закупки конструкторской и технологической документации на 8 рабочих объемов гидромашин от 33 до 338 см³ на давление до 35 МПа, а также высокопроизводительное технологическое оборудование, обеспечивающее их ежегодный выпуск до 150 тыс. штук. Гидромашин производятся в Российской Федерации на Салаватском и Парголовоком заводах и в Украине заводом «Гидросила» (г. Кировоград). На базе конструктивной схемы гидромашин серии 20 Центральным НИИ Автоматики и Гидравлики (ЦНИИ АГ, г. Москва) создана серия качающих узлов (модулей) и гидropередач для военной техники с рабочим объемом от 14,75 до 300 см³, причем форсированных по температуре PЖ от «минус» 50 до 125 °C [7].

Для строительно-дорожной, буровой техники и судовых подъемных механизмов были закуплены лицензии на радиальнопоршневые высокомоментные гидромоторы однократного действия серии MR фирмы «RIVA CALZONI» (Италия) с рабочим объемом 1100 и 1800 см³ на номинальное давление 21 МПа, и многократного действия серии «Viking» фирмы «HAGGLUNDS» (Швеция) моделей 4070 и 6070 с рабочим объемом 9 и 11 дм³, соответственно, на номинальное давление 12,5 МПа. Производство гидромоторов освоено Одесским заводом «Стройгидравлика» и «Пролетарским заводом» (г. Санкт-Петербург), соответственно.

Для ОГП сельскохозяйственных машин в 80-х гг. прошлого века стали выпускаться планетарно-роторные гидромоторы серии ГПР отечественной разработки (завод «Хидроимпекс», Республика Молдова), завод «Омскгидропривод» освоил лицензионное производство героторных гидромоторов серии МГП, для комплектации ОГП строительно-дорожных машин на харьковском заводе «Стройгидравлика» начали выпускаться моноблочные гидрораспределители типа ГГ420, причем в составе лицензии фирмы «M. REXROTH» (ФРГ) закуплены автоматические линии «GROB» и «GERING» для изготовления золотниковых пар с активным контролем размеров, а в 1986 г. в результате закупки станков-автоматов фирмы «WICKMAN» (Англия) начато изготовление врезных соединений для трубопроводов. В этот же период заводом «Гидроаппарат» (г. Ульяновск) по лицензии фирмы «M. REXROTH» освоено производство гидрораспределителей серии ВЕ6...32 на давление до 32 МПа для преимущественного использования в стационарных ОГП.

К основным преимуществам ОГП относят возможность обеспечения бесступенчатого и широкого диапазона регулирования скорости гидродвигателя, высокое быстродействие, возможность создания больших линейных усилий с помощью гидроцилиндров, возможность обеспечения «гибкой» связи между приводящим двигателем насоса и гидродвигателем за счет применения рукавов высокого давления.

К недостаткам ОГП следует отнести более низкий КПД по сравнению с механическими и гидродинамическими передачами, повышенный уровень шума, наружные утечки РЖ приводят к загрязнению окружающей среды и финансовым потерям, сложность эксплуатации в широком температурном диапазоне из-за изменения вязкости РЖ и необходимости ее тщательной очистки для поддержания высокого уровня надежности.

Примеры успешного применения ОГП:

– подъем атомной подводной лодки «Курск» со дна Баренцова моря с помощью 26 гидроцилиндров усилием до 9000 кН каждый;

– эксплуатация судовозной камеры на Красноярской ГЭС, обеспечивающей с помощью ОГП проводку судов через плотину высотой 124 м. ОГП включает 156 гидромоторов с рабочим объемом 16 дм³, общей мощностью 14400 кВт и крутящим моментом 6300 кН·м при перепаде давлений 16 МПа;

– трансмиссии уборочных комбайнов отечественного и импортного производства («Дон-1500», «Славутич-9м», «Обрий»), оснащенные ОГП на базе аксиальнопоршневых гидромашин;

– строительные, дорожные машины и тракторы, подъемные краны и трубоукладчики, машины для подземного горизонтально-направленного бурения, горное оборудование;

– станки, литейное и кузнечно-прессовое оборудование;

– оборудование для авиации, ракет, судов и военной техники.

Нынешнее состояние ОГП характеризуется периодом интенсивного развития – мировое производство гидропневмоустройств в 2010 г. достигло \$34,3 млрд, в том числе гидравлических \$24,6 млрд. (71,7 %) и \$9,7 млрд. пневматических [8]. Только в Европе гидромоторы производят более 80 фирм в номенклатуре более 300 типов, в том числе 122 аксиальнопоршневых, 65 шестеренных наружного зацепления и 24 шестеренных внутреннего зацепления, 46 радиальнопоршневых однократного и многократного действия, 12 пластинчатых и 33 прочих типов [9].

К современным достижениям ОГП относят создание:

– аксиальнопоршневых насосов и гидромоторов с наклонным диском и быстроходных аксиальнопоршневых гидромоторов с наклонным блоком цилиндров на давление до 52 МПа;

– шестеренных насосов с внутренним зацеплением фирмы «Eckerle» (ФРГ) на максимальное давление 40 МПа и минимальным уровнем шума (55 дБА);

– малогабаритных шестеренных высокомоментных гидромоторов героторного (орбитального) типа;

– радиальнопоршневых насосов и гидромоторов однократного действия (эксцентриковых) с бесшатунной кинематикой поршневых групп и достижение давлений до 70 и 45 МПа, соответственно (пиковое давление для гидромоторов достигает даже 80 МПа);

– высокомоментных тихоходных радиальнопоршневых гидромоторов многократного действия на давление до 35...45 МПа с миниатюрными поршневыми группами, включающими опорные ролики, работающие одновременно в режиме трения скольжения по поршням и качения по профилированному кулачку (копиру);

– гидромашин с регулируемым рабочим объемом, в том числе с автоматическими регуляторами постоянства мощности и давления, и регуляторами дистанционного принципа действия на базе устройств электрогидроавтоматики. Регулируемые аксиальнопоршневые гидромашин являются основой для создания современных двухпоточных гидромеханических передач колесных транспортных

машин и тракторов, обеспечивающих высокий КПД в широком диапазоне скоростей передвижения [10]. В настоящее время в Харьковском национальном техническом университете «ХПИ» под научным руководством д.т.н. В.Б. Самородова ведутся научно-исследовательские и проектно-конструкторские работы по созданию двухпоточных трансмиссий для колесных тракторов;

– быстроходных шарикопоршневых гидромашин, на базе которых созданы моноблочные ОГП для работы в составе двухпоточных гидромеханических трансмиссий тяжелых гусеничных машин.

Ресурс работы практически всех типов гидромашин достигает 5...8 тыс. ч и до 20 тыс. ч гидромашин авиационной техники.

Список литературы: 1. *Чередниченко, Ю.И.* Automatic Transmission Group [Текст] / Ю.И. Чередниченко, Soruyright. – 2001 [Электронный ресурс]. – Режим доступа : www.atgservice.ru. – 28 с. 2. *Куколевский, И.И.* Гидравлические трансформаторы (редуктора) и гидромфты (доклад НТО гидравликов 09.05.1932г.) [Текст] / И.И. Куколевский. – Издание Московского механико-машиностроительного института им. Н.Э. Баумана. – М., 1933. – 47 с. 3. *Маракин, Н.Ф.* Гидравлические моторы в СССР и за рубежом [Текст] / Н.Ф. Маракин, А.И. Кудрявцев, А.И. Гольдшмидт. – М.: ЦИНТИАМ Серия ОС-1Х (Компрессоры, насосы, кислородное и холодильное оборудование и арматура), 1964. – 190 с. 4. *Савин, И.Ф.* Объемные гидроприводы (Обзор) [Текст] / И.Ф. Савин. – М.: ЦИНТИМАШ, 1961. – 87 с. 5. *Холодов, А.М.* История науки и техники автодорожного транспорта [Текст]: учеб. пособие / А.М. Холодов. – Х.: Харьк. Госуд. Автомоб. - Дорожн. Университет, 1994. – 115 с. 6. *Аврунин, Г.А.* Обзор рынка гидрооборудования [Текст] / Г.А. Аврунин // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – М., 2005. – № 3. – С. 7-13. 7. Унифицированные гидравлические приборы. ПО «Ковровский электромеханический завод» (ПО КЭМЗ) [Текст]: каталог. – Ковров, 1989. – 160 с. 8. Сучасні тенденції розвитку систем гідрооб'ємного рульового керування [Текст] / М.І. Іванов, О.М. Переяславський, С.А. Шаргородський, О.Р. Моторна // Промислова гідравліка і пневматика. – 2011. – 4(34). – С. 109-112. 9. *Свешников, В.К.* Обзор Российского рынка гидрооборудования. Гидромоторы [Текст] / В.К. Свешников // Приводная техника. – 1997. – № 6. – С. 3-5. 10. *Аврунин, Г.А.* Гидравлическое оборудование строительных и дорожных машин: учеб. пособие [Текст] / Г.А. Аврунин, И.Г. Кириченко, В.Б. Самородов; под ред. Г.А. Аврунина. – Харьков: ХНАДУ, 2012. – 467 с.

Поступила в редколлегию 29.09.13

УДК 621.22

Этапы развития и достижения современного объемного гидропривода [Текст] / Г.А. Аврунин, И.И. Мороз // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХПІ», 2014. – № 1(1044). – С. 185-191. – Бібліогр.: 10 назв. – ISSN 2078-774X.

Наведено короткий історичний досвід розвитку об'ємного гідропривода і показані сучасні досягнення в реалізації ряду важливих технічних завдань.

Ключові слова: гідропривод, насоси і гідромотори, технічний рівень.

Short-story historical experience of development of by hydraulic fluid power is resulted and modern achievements are rotined in realization of row of important technical tasks.

Keywords: hydraulic fluid power, pumps and hydromotors, technical level.

УДК 621.65

О.Г. ГУСАК, канд. техн. наук; доц. каф. ПГМ СумДУ, Суми;

В.Г. НЕНЯ, канд. техн. наук; доц. каф. ПГМ СумДУ, Суми;

О.А. МАТВІЄНКО, канд. техн. наук; асистент каф. ПГМ СумДУ, Суми

РОБОЧИЙ ПРОЦЕС МАЛОГАБАРИТНОГО ОСЬОВОГО СТУПЕНЯ СВЕРДЛОВИННОГО НАСОСА

В статті розглядається робочий процес малогабаритного осьового ступеня низької швидкохідності ($n_s = 250\text{--}400$) з лопатями малого подовження. Отримано уточнені рівняння сумарних гідравлічних втрат для зазначених проточних частин, точність та достовірність яких підтверджено за допомогою чисельного моделювання та фізичного експерименту.

Ключові слова: свердловинний насос, осьовий насос, робочий процес, чисельне моделювання, втрати напору, лопаті малого подовження.

Вступ. Протягом багатьох років існування системи водопостачання України виникали і вирішувались проблеми забезпечення населення якісною питною водою, тому актуальною залишається проблема створення максимально ефективного обладнання для видобутку води, здатного працювати з мінімальними капітальними вкладеннями та мінімальними затратами енергоресурсів. Вирішення цієї проблеми ніколи не залишалося закритим, а науково-технічний прогрес сприяє виникненню більш сучасних механізмів, розвитку нових технологій та методів підготовки води.

Одним з таких сучасних рішень є використання в свердловинних насосах з високою подачею осьових ступенів низької швидкохідності, які мають ряд переваг (високий гідравлічний ККД, просту та компактну конструкцію, що особливо актуально в обмежених умовах свердловини, підвищений ресурс опорного вузла та насоса в цілому). Але вирішальною перевагою використання осьових робочих органів у свердловинних насосах для водопостачання є те, що вони дають можливість при незмінних діаметральних розмірах насоса у кілька разів підвищити подачу у порівнянні з існуючими конструкціями, що дозволяє в рази знизити вартість свердловини при тому ж об'ємі видобутої води.

Перепоною на шляху широкого використання таких ступенів є відсутність досвіду їх розробки та відпрацьованого ряду проточних частин такого типу на різні параметри.

Одноступеневі конструкції осьових насосів відомі досить давно та широко використовуються на практиці. Вони вирізняються простотою конструкції, малою масою та компактністю, при цьому забезпечують високі подачі.

Багатоступеневі осьові насоси використовуються в ракетобудуванні, а саме в агрегатах живлення рідинних ракетних двигунів [1]. Для таких насосів характерні великі коллові швидкості, високі значення питомої роботи, агресивні робочі середовища та підвищені вимоги до кавітаційної стійкості.

Відомі також спроби використання багатоступінчастих осьових насосів у нафтогазовій та видобувній промисловості для перекачування багатозафазних рідин [2, 3].

Перші відомі нам кроки по створенню багатоступеневого осьового насоса для свердловин були прийняті в 70-х роках минулого століття А.Н. Папіром [4, 5]. На жаль, автор акцентує увагу на низькій якості виготовлення дослідного зразка, що негативно

позначилося на його характеристиках [5] та не дозволило в повній мірі оцінити переваги даного типу насоса.

У роботах [6, 7] було розглянуто переваги осьових ступенів низької швидкохідності для свердловинних насосів, а також намічено основи методики їх проектування, виконано аналіз результатів чисельного моделювання та натурних випробувань дослідного зразка, що дало змогу обґрунтувати доцільність використання ступенів такого типу в системах артезіанського водопостачання.

Основна частина. Для створення комплексної методики проектування малогабаритних осьових ступенів низької швидкохідності з лопатями малого подовження необхідно, перш за все, розглянути робочий процес в зазначених проточних частинах.

Робочий процес в проточній частині проміжного ступеня насоса представляє собою перетворення та перерозподіл величин кожної з форм енергії, тому в якості його моделі може бути використана модель розподілу енергії.

Зважаючи на те, що коефіцієнт реактивності досліджуваного робочого колеса складає 0,85 (тобто у робочому колесі 85 % повної питомої енергії рідини перетворюється в потенційну енергію тиску, відповідно 15 % перетворюється у статорному апараті), можна сказати, що основні гідравлічні втрати будуть мати місце в саме робочому колесі. Тому в роботі основна увага буде приділятися малогабаритному осьовому робочому колесу.

Для визначення напору, що створюється ступенем використаємо залежність

$$H_{ст} = H_{Трк} - SQ^2, \quad (1)$$

де $H_{Трк}$ – теоретичний напір робочого колеса; Q – подача ступеня; $S = f(\zeta_{\Sigma})$ – коефіцієнт, що враховує втрати напору, де ζ_{Σ} – сумарний коефіцієнт втрат.

Гідравлічні втрати мають складну природу, тому складні з точки зору їх теоретичного та експериментального дослідження. Основною причиною цього є складність фізичних процесів, що відбуваються в динамічних насосах. Рух в'язкої рідини в загальному випадку супроводжується розсіюванням енергії, тобто гідравлічними втратами. Причиною виникнення цих втрат є опір в'язкої рідини змінам форми каналів проточної частини.

В загальному випадку гідравлічні втрати в проточній частині малогабаритного осьового ступеня можна представити у вигляді

$$\sum \Delta h = \Delta h_{ПК} + \Delta h_{СА}, \quad (2)$$

де $\Delta h_{ПК}$ – втрати напору в робочому колесі; $\Delta h_{СА}$ – втрати напору в статорному апараті.

Так як $\Delta h_{ПК} \gg \Delta h_{СА}$, то $\sum \Delta h = \sum \Delta h_{ПК} = \zeta_{ПК} \frac{V_m^2}{2g}$ [8, 9].

В міжлопатевому каналі осьового ступеня розрізняють декілька видів втрат: профільні, торцеві, вторинні та шпаринні втрати. Кожен вид втрат характеризується відповідним коефіцієнтом втрат.

Відповідні коефіцієнти втрат найчастіше визначають за наступними формулами [9]:

$$\zeta_{пр} = c_{хпр} \frac{b \cos^2 \beta_1}{t \cos^2 \beta_m}, \quad \zeta_{т} = m_t \frac{1 \cos^2 \beta_1}{h' \cos^2 \beta_m}, \quad \zeta_{ш} = m_{ш} \bar{\delta} c_y^2 \frac{b \cos^2 \beta_1}{t \cos^2 \beta_m}, \quad \zeta_{в} = m_b c_y^2 \frac{b \cos^2 \beta_1}{t \cos^2 \beta_m},$$

$$\zeta_{\Sigma} = \zeta_{пр} + \zeta_{т} + \zeta_{ш} + \zeta_{в}, \quad (3)$$

де $\zeta_{пр}$ – коефіцієнт профільних втрат; $\zeta_{т}$ – коефіцієнт торцевих втрат; $\zeta_{ш}$ – коефіцієнт втрат у шпарині; $\zeta_{в}$ – коефіцієнт вторинних втрат; ζ_{Σ} – сумарний коефіцієнт втрат; $c_{хпр}$ –

коефіцієнт лобового опору профілю; b/t – густина решітки; β – кути потоку; $\bar{\delta}$ – відносний радіальний зазор; c_y – коефіцієнт підйомної сили; $m_t \approx 0,016$, $m_{ш} \approx 0,5$, $m_b \approx 0,016$ – коефіцієнти; $h' = h/b$ – відносне подовження лопаті (h – висота лопаті, b – довжина хорди лопаті на середньому перетині).

Проте, як показують дослідження [10], дані залежності не завжди дають результати необхідної точності, особливо для робочих коліс з малим подовженням лопатей. А зважаючи на те, що досліджувана проточна частина має ряд особливостей, необхідне уточнення формул для визначення коефіцієнтів втрат напору.

Будь-яку лопатеву машину, в тому числі і насос на основі малогабаритних осьових ступенів низької швидкохідності, можна розглядати як поєднання послідовно з'єднаних між собою нерухомих каналів та каналів, що обертаються, профілів різної форми та довжини, при чому кожний з них має певні гідравлічні опори.

Для розрахунку втрат в цих випадках зазвичай використовують схему поділу на три складові: втрати напору, обумовлені тертям об стінки каналу Δh_t , втрати, пов'язані з розширенням каналу Δh_p , і втрати, пов'язані з поворотом потоку. Останню складову враховувати не будемо, оскільки вона однакова для всіх h' при фіксованому значенні втулкового відношення. Крім того, врахуємо втрати в радіальному зазорі. При розрахунках будемо вважати, що натікання потоку на лопаті відбувається з нульовим кутом атаки.

Для приблизної оцінки гідравлічних опорів дифузорних каналів складної форми у ряді випадків [9, 10] використовується поняття так званого еквівалентного дифузора, у якого осьова довжина, площі вхідного та вихідного перетинів рівні відповідним параметрам вихідного дифузорного каналу. Використання двох геометричних параметрів еквівалентного дифузора, а саме кута розкриття та ступеня розширення, знайшло широке використання в інженерних розрахунках. Проте для проточних частин, утворених лопатями малого подовження (як у випадку малогабаритних осьових ступенів низької швидкохідності) даний метод не дає результатів необхідної точності. В роботах [9, 10] було введено поняття місцевого кута розкриття дифузора, що дало можливість підвищити точність отримуваних результатів. Скористаємося даним підходом для оцінки ефективності роботи ступеня.

У роботі [11] було отримано наступну формулу для місцевого кута розкриття еквівалентного дифузора міжлопатєвого каналу:

$$\alpha_m = \arctg \left(\frac{h' \sin \left(\beta_{л1} - \frac{l}{R} \right) \sin \left(\frac{\Theta}{2} \right)}{h' \left(\frac{b}{t} \right) + \cos \left(\beta_{л1} - \frac{l}{R} \right)} \right), \quad (4)$$

де R – радіус дужки лопаті; $\beta_{л1}$ – кут установки лопаті; Θ – кут обхвату лопаті.

На рис. 1 представлено залежності місцевого кута розкриття дифузора від відносної довжини каналу робочого колеса малогабаритного осьового ступеню низької швидкохідності. При цьому під відносною довжиною каналу розуміється відношення поздовжньої координати каналу до максимальної довжини каналу ($l' = l/l_{\max}$, де l – поздовжня координата каналу, l_{\max} – максимальна довжина каналу).

Розрахунки кута α_m для досліджуваних робочих коліс показують, що α_m змінюється вздовж вісі каналу, зменшуючись до виходу з нього практично по лінійному закону; градієнт даного значення поступово зростає при збільшенні відносної висоти лопаті. Варто зауважити, що з врахуванням тілесності профілів (при

малих відносних товщинах профілю) характер представлених кривих якісно мало зміниться.

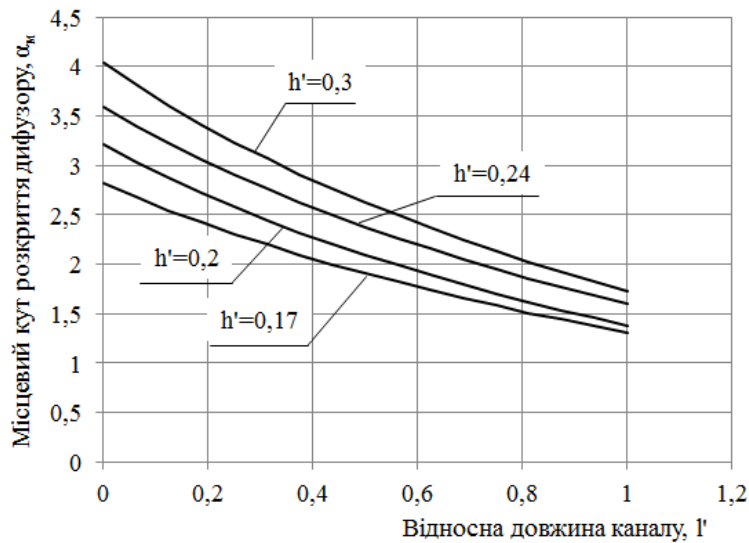


Рис. 1 – Залежність значень місцевого кута розкриття дифузору від відносної довжини каналу

Скориставшись формулою для α_m , виконаємо якісні оцінки втрат напору в вінцях з різними відносними висотами лопаті, як це робиться при розгляді криволінійних дифузоров.

Коефіцієнти втрат від тертя та повороту потоку визначимо виходячи з місцевих кутів розкриття еквівалентного дифузора вздовж осьової лінії міжлопатевого каналу, вважаючи, що параметри решіток та потоку на середньому радіусі характерні для всієї лопаті. При розрахунках приймемо умову, що коефіцієнт втрат на розширення не буде залежати від кутів атаки профілів решіток.

За допомогою формул [11] було визначено коефіцієнти втрат в міжлопатемих каналах досліджуваних робочих коліс для випадку, коли кут атаки $\alpha = 0$. Дані відповідних розрахунків наведено на рис. 2.

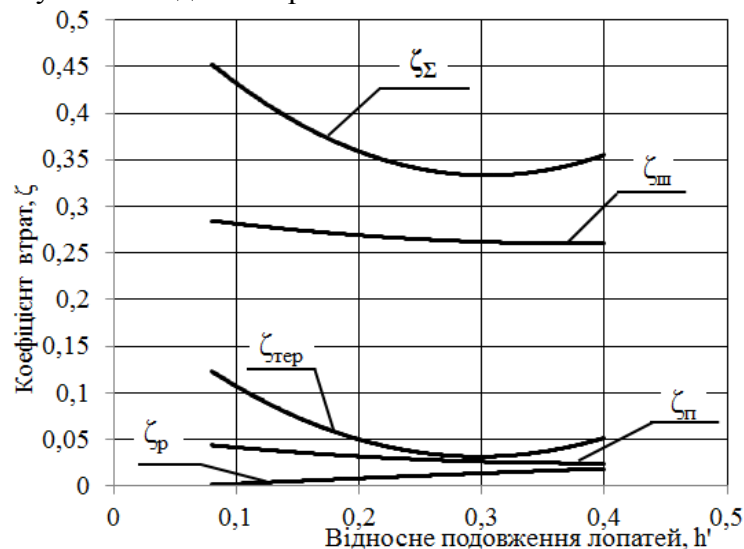


Рис. 2 – Залежність коефіцієнтів втрат у міжлопатемих каналах малогабаритного осьового колеса низької швидкості від відносного подовження лопаті

Аналізуючи криві, зображені на рис. 2, варто зазначити, що отримана крива сумарного коефіцієнту втрат має чітко виражений мінімум, що знаходиться в діапазоні

значень відносного подовження лопаті 0,2–0,4. Крім того, з чотирьох складових сумарного коефіцієнту втрат, найбільші значення має коефіцієнт втрат напору в радіальному зазорі.

Обговорення результатів роботи. Проведені розрахунки місцевого кута дифузору вказують на те, що зменшення відносної висоти лопаті призводить до зниження загальної дифузорності каналу. Можна також припустити, що одним із способів підвищення ефективності вінця є профілювання, що забезпечує найменші величини α_m та його градієнту в будь-якій точці.

Апроксимуючи криві, зображені на рис. 2 за допомогою ПЕВМ з середньоквадратичною похибкою менше 1 %, було отримано систему рівнянь:

$$\begin{cases} \zeta_{\text{тер}} = 2(h')^2 - 1,15h' + 0,2; \\ \zeta_{\text{ш}} = 0,27(h')^2 - 0,2h' + 0,3; \\ \zeta_{\text{п}} = 0,2(h')^2 - 0,15h' + 0,06; \\ \zeta_{\text{р}} = -0,02(h')^2 - 0,06h'; \\ \zeta_{\Sigma} = 2,45(h')^2 - 1,56h' + 0,56. \end{cases} \quad (5)$$

Таким чином, було визначено, що доцільно проектувати малогабаритні осьові ступені низької швидкохідності з відносним подовженням лопатей у діапазоні 0,2–0,4, оскільки гідравлічні втрати у цьому діапазоні будуть мінімальними.

Виходячи з формул (5) можна отримати значення втрат напору в робочому колесі досліджуваного ступеня:

$$\Delta h = \zeta_{\Sigma} \frac{V^2}{2g}, \quad (6)$$

де ζ_{Σ} – знаходиться за співвідношеннями (5).

Попередню перевірку та підтвердження потрібної точності співвідношення (6) було виконано на основі результатів чисельного розв'язання (за допомогою програмного продукту *ANSYS CFX*) математичної моделі робочого процесу насоса, адекватність якої доведена результатами експериментальних досліджень [11].

На рис. 3 зображено типовий результат порівняння розрахункових величин втрат напору в малогабаритному осьовому робочому колесі низької швидкохідності та відповідних величин, отриманих шляхом чисельного експерименту в залежності від відносної осьової складової абсолютної швидкості.

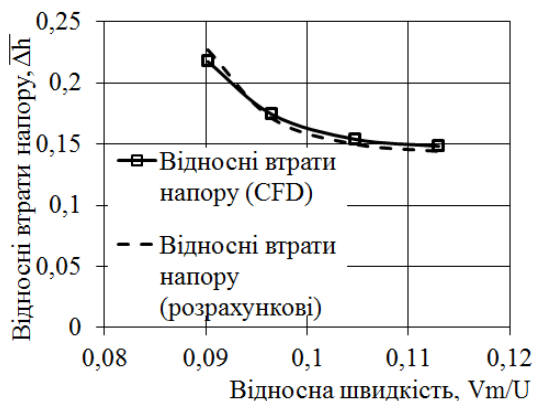


Рис. 3 – Типовий результат порівняння величин відносних втрат напору ($\Delta h = \Delta h / H_{\text{ном}}$,

де Δh – значення втрат напору;

$H_{\text{ном}}$ – номінальне значення напору ступеня), розрахованих за формулами (5), (6)

та отриманих шляхом чисельного моделювання

малогабаритного осьового ступеня низької швидкохідності можна вважати такою, що

відповідає дійсності. Остаточне підтвердження виконувалося шляхом виконання фізичного експерименту [11].

Висновки. У даній роботі уточнено математичну модель робочого процесу малогабаритного осевого ступеня низької швидкохідності з лопатями малого подовження. За результатами аналітичного дослідження та чисельного моделювання потоку у проточній частині визначено структуру гідравлічних втрат у каналах досліджуваного ступеня. Отримано аналітичні залежності для визначення коефіцієнтів втрат напору. Визначено раціональний діапазон значень відносного подовження лопаті ($h' = 0,2-0,4$) досліджуваних робочих коліс.

Список використаних джерел 1. Овсянников, Б.В. Теория и расчет агрегатов питания жидкостных ракетных двигателей [Текст] / Б.В. Овсянников, Б.И. Боровский. – [2-ое изд., перераб. и доп.]. – М.: Машиностроение, 1986. – 376 с. 2. Федцов, Ф.В. Новые насосы для систем поддержания пластового давления, насосы для перекачивания мультифазных сред с содержанием газа до 95 % [Текст] / Ф.В. Федцов // Теория и практика насосо- и компрессоростроения. – Суми: Вид-во СумДУ, 2011. – С. 293-299. 3. Елин, А.В. Шнековые многоступенчатые насосы: методика расчета, показатели качества: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.17 / Елин Александр Валерьевич; Сумский гос. ун-т. – Суми, 2002. – 230 с. 4. Ломакин, А.А. Центробежные и осевые насосы [Текст] / А.А. Ломакин. – [2-ое изд., перераб. и доп.]. – М.: Машиностроение, 1966. – 364 с. 5. Папур, А.Н. Малогабаритные глубинные насосы [Текст] // Труды Ленинградского политехнического института им. М.И. Калинина. – 1955. – № 177. – С. 42-48. 6. Гусак, О.Г. Перспективи використання осевих насосів для артезіанського водопостачання [Текст] / О.Г. Гусак, О.А. Демченко, І.П. Каплун // Промислова гідравліка та пневматика. – 2010. – № 4(30). – С. 8-11. 7. Olga Demchenko Investigation of Small-Sized Axial-Flow Stage of a Borehole Pump for Water Supply [Text] / O. Gusak, O. Demchenko, I. Kaplun, A. Kochevsky // Proceedings of the 4th International Meeting on Cavitation and Dynamic Problems in Hydraulic Machinery and Systems. – 2011. – P. 143-150. 8. Гусак, А.Г. Совершенствование проточных частей погружных моноблочных насосных агрегатов высокой быстроходности: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.17 / Гусак Александр Григорьевич. – Суми, 1996. – 213 с. 9. Довжик, С.А. Потери давления в лопаточных венцах осевого дозвукового компрессора [Текст] / С.А. Довжик, А.С. Гиневский // Промышленная аэродинамика. – 1961. – № 20. – С. 5-56. 10. Гегин, А.Д. Влияние удлинения лопаток на свойства осевого компрессора [Текст] / А.Д. Гегин // Труды ЦАГИ: Промышленная аэродинамика. – 1973. – Вып. 29. – С. 35-55. 11. Матвієнко, О.А. Малогабаритний осевий ступінь свердловинного насоса з підвищеною енергетичною ефективністю: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.17; захищена 29.03.2013; затв. 31.05.2013 / Матвієнко Ольга. – Суми, 2013. – 148 с.

Надійшла до редколегії 30.09.13

УДК 621.65

Робочий процес малогабаритного осевого ступеня свердловинного насоса [Текст] / О.Г. Гусак, В.Г. Неня, О.А. Матвієнко // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХП», 2014. – № 1(1044). – С. 192-197. – Бібліогр.: 11 назв. – ISSN 2078-774X.

В статье рассматривается рабочий процесс малогабаритного осевого ступеня низкой быстроходности ($n_s = 250-400$) с лопастями малого удлинения. Получены уточненные уравнения суммарных гидравлических потерь для указанных проточных частей, точность и достоверность которых подтверждена с помощью численного моделирования и физического эксперимента.

Ключевые слова: скважинный насос, осевой насос, рабочий процесс, численное моделирование, потери напора, лопасти малого удлинения.

The article analyzes a workflow of the small-sized axial flow stage ($n_s = 250-400$) with blades of small aspect ratio. Refined equations of total hydraulic loss for these parts were received. Accuracy and reliability are confirmed by numerical simulation and physical experiment.

Keywords: borehole pump, axial-flow pump, workflow, numerical simulation, head losses, low aspect ratio blades.

УДК 62.135

А.Г. АВЕРШИН, аспирант ХНАДУ, Харьков;

В.Г. СОЛОДОВ, д-р техн. наук; проф. ХНАДУ, Харьков

РАЗРАБОТКА ЭФФЕКТИВНОЙ ФОРМЫ ВОЗДУХОЗАБОРНИКА ГОНОЧНОГО АВТОМОБИЛЯ ХАДИ 31

Численно и экспериментально исследуются аэродинамические характеристики радиаторного отсека гоночного автомобиля ХАДИ Х-31. Численное исследование проводится на основе решения сопряженной задачи внутренней и внешней аэродинамики. Предложена рациональная форма радиаторного отсека.

Ключевые слова: аэродинамика гоночного автомобиля, радиаторный отсек, численное моделирование.

Введение

При проектировании гоночного автомобиля большое внимание уделяется вопросам внешней и внутренней аэродинамики. Так, если внешняя аэродинамика важна для создания прижимающей силы и снижения сопротивления, то внутреннее течение обеспечивает эффективное охлаждение агрегатов автомобиля (радиатор, двигатель тормоза и др.) и отвод охлаждающего воздуха. Обтекание внешней поверхности автомобиля тесно связано с потоками внутри кузова [1, 2]. Например, течение в боковых понтонах зависит от расположения входа в понтон, течение в задней части автомобиля (диффузор, заднее антикрыло) зависит от характера течения в боковом воздухозаборнике (понтоне).

1 Анализ публикаций и постановка задачи исследования

Задачи аэродинамического совершенствования системы охлаждения и ее взаимодействия с внешней аэродинамикой кузова рассматриваются в [3, 4]. В частности, в [3] обсуждаются вопросы, связанные с решением совместной аэродинамической задачи проектирования внешней формы гоночного автомобиля *OPEL ECO-Speedster*, особое внимание уделяется выбору места расположения воздухозаборника. Работа [4] представляет решение проблемы аэродинамического совершенствования системы охлаждения автомобиля в целом. Настоящая работа посвящена аэродинамическому совершенствованию радиаторного отсека гоночного автомобиля ХАДИ (Х)-31.

В качестве прототипа выбран гоночный автомобиль Х-31 класса Е-8 [5] (рис. 1) с основными геометрическими размерами: длина $l = 3950$ мм, высота кокпита $h = 860$ мм, ширина $w = 1300$ мм. Кузов автомобиля снабжен воздухозаборниками с поперечным сечением входа $0,052 \text{ м}^2$. На автомобиле установлены антикрылья и днище, образующее диффузорный канал с горизонтальной поверхностью дорожного полотна [6].

Твердотельная модель кузова с колесами, антикрыльями и манекеном погружена в расчетную область с размерами $L \times H \times W = 10l \times 5l \times 5l$. Вне расчетной области предполагалось невозмущенное течение.

При создании сетки в расчетной области в модели автомобиля использовались упрощения: колеса считались неподвижными; не учитывались элементы трубчатой подвески колес; рассчитывались аэродинамические характеристики обтекания симметричной половины гоночного автомобиля.

© А.Г. Авершин, В.Г. Солодов, 2014

Численное моделирование стационарного обтекания выполнялось с помощью программного комплекса *MTFS*[®] [7]. Расчетная область описывалась гексаэдральной сеткой мощностью около 8 млн. узлов со сгущениями вблизи твердых поверхностей для описания пограничного слоя. Интегрирование полных осредненных уравнений Навье-Стокса осуществлялось разностной схемой 2-го порядка точности на основе *TVD* аппроксимации при замыкании k - ϵ моделью турбулентности в формулировке Лаундера. Для описания вязких эффектов в пограничном слое использовались пристенные функции, максимальное значение переменной пограничного слоя $Y^+ \leq 4,5$ [7, 8].

Атмосферная среда описывалась моделью совершенного газа. В численных экспериментах скорость набегающего потока воздуха была направлена вдоль продольной оси автомобиля и совпадала со скоростью дорожного полотна; задавалось стандартное атмосферное давление.

Для решения сопряженной задачи внешней и внутренней аэродинамики в расчетную область задачи о внешнем обтекании добавлена подобласть внутреннего канала бокового понтона совместно с радиатором системы жидкостного охлаждения.

В качестве радиатора применен промышленный образец типа 1111-1301010, разработанный для автомобиля «Ока». В расчетной подобласти радиатора использована модель пористой среды, подчиняющейся обобщенному закону Дарси для градиента давления $\partial p / \partial x_i = \mu u_i / K_{perm} + 0,5 K_{loss} \rho |\vec{u}| u_i$, где u , μ , K_{perm} , K_{loss} – скорость, коэффициенты динамической вязкости, проницаемости, потерь. Значения расхода воздуха, необходимого для эффективного отвода тепла, и необходимая площадь поверхности охлаждения радиатора определялись из упрощенного аналитического расчета системы охлаждения двигателя. Коэффициент потерь подбирался из условия заданного перепада давления в радиаторе $\Delta P = (P_{вх} - P_{вых}) / P_{вх} = 0,5$ в серии модельных расчетов о течении через радиатор [9]. Все потери энергии во внутренней подобласти при обтекании двигателя и агрегатов приведены к потерям на радиаторе.

2 Исследование течения в воздухозаборниках прототипа Х-31

Для данного автомобиля были проведены численный и натурный эксперименты. Некоторые результаты экспериментов приведены на рис. 2–5. На рис. 2 представлено сопоставление данных численного и натурального экспериментов по избыточному давлению в контрольных точках 1–4, расположенных в отсеке радиатора (рис. 1) в диапазоне скоростей 23–36 м/с. Численный эксперимент дал результаты, количественно близкие к кривым регрессии по данным, полученным измерениями в натурном эксперименте. Сопоставление указывает на возможность совершенствования формы радиаторного отсека методом численного моделирования.

На рис. 3 представлены линии тока в отсеке радиатора. На рис. 4 даны расчетные поля скоростей в различных сечениях отсека радиатора. В результате анализа течения через радиаторный отсек удалось выявить основные причины, оказывающие негативное воздействие на внутреннюю аэродинамику радиаторного отсека. Эпюры указывают на отрывное течение и застойную зону в нижней части радиаторного отсека, что негативно отражается на конвективном теплообмене в отсеке, уменьшает отвод теплоты от радиатора, может приводить к перегреву и тепловым деформациям отдельных частей радиатора.

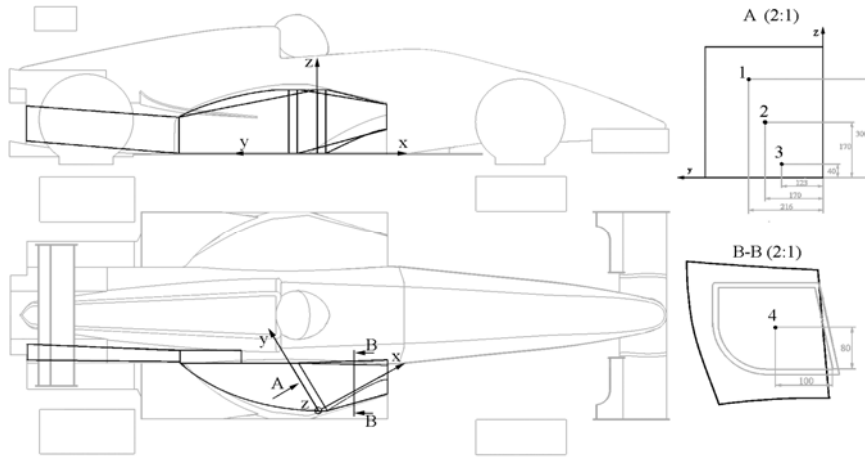


Рис. 1 – Общий вид и расположение контрольных точек в отсеке радиатора

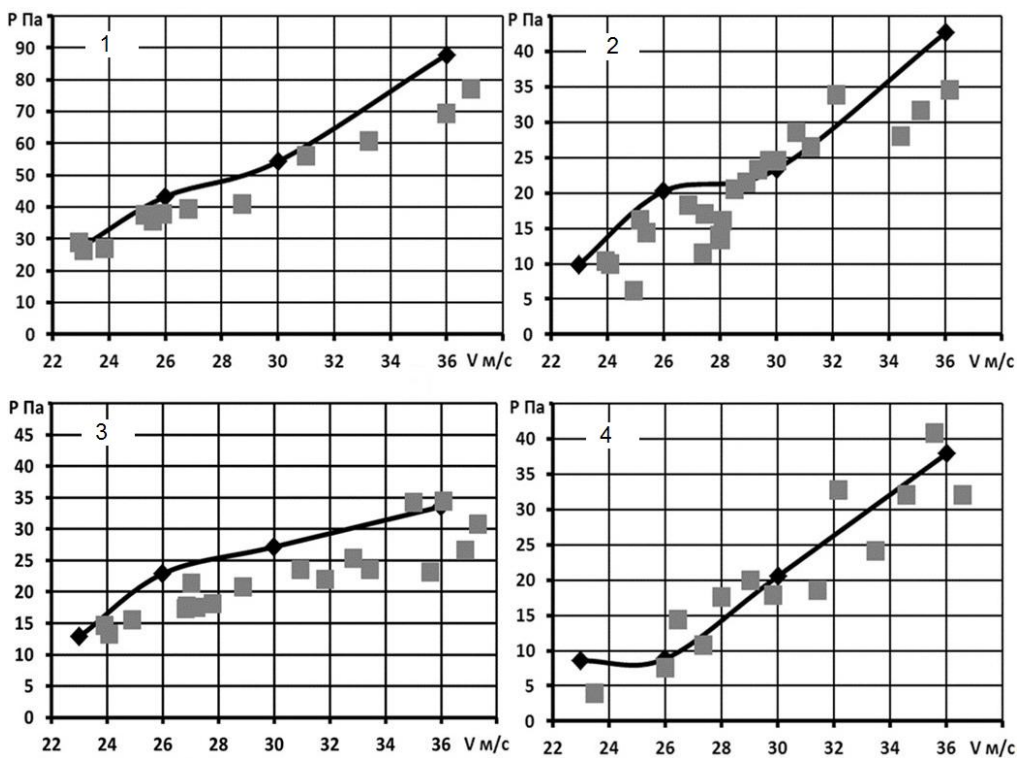


Рис. 2 – Сопоставления данных по численному и натурному эксперименту в контрольных точках 1–4:

◆ – расчет, ■ – эксперимент

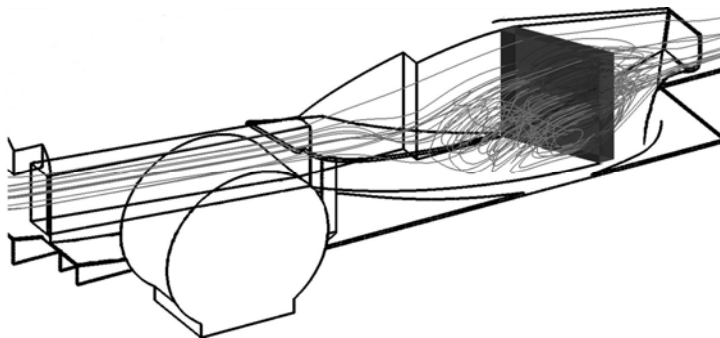


Рис. 3 – Линии тока в отсеке радиатора
СТЯМИ КОМПОНОВКИ ГОНОЧНОГО АВТОМОБИЛЯ.

Основными причинами несовершенства прототипа явились: конфузность канала (отношение площади входа к площади выхода $A_{\text{вх}}/A_{\text{вых}} = 1,33$), а также резкое раскрытие диффузора во входной части канала (перед радиатором), обусловленное конструктивными особенностями

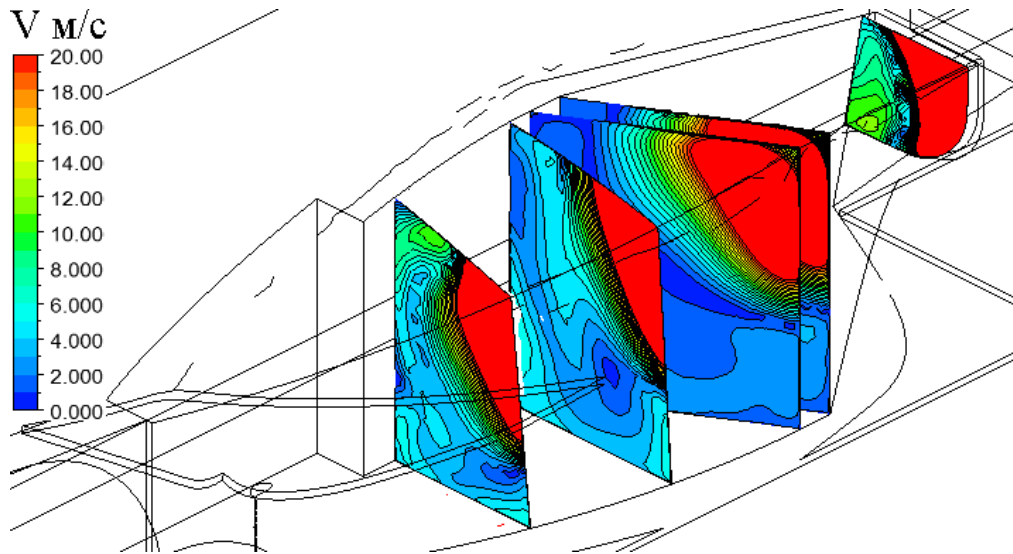


Рис. 4 – Поля скоростей в сечениях отсека радиатора

3 Поиск эффективной формы входного сечения радиаторного отсека

Для совершенствования аэродинамических и теплообменных характеристик радиаторного отсека рассматривались следующие направления: поиск положения входного отверстия воздухозаборника радиаторного отсека и увеличение площади выходных отверстий с учетом их расположения при удовлетворении компоновочным требованиям. Выбор эффективного расположения и величины площади выходных отверстий отсека выполнен в работе [9]. В данной работе результаты [9] использованы в качестве базовых для данного исследования.

При совершенствовании условий входа в варианте № 1 увеличено входное отверстие, а также приняты увеличенные размеры верхнего и бокового выходных отверстий отсека из [9] для эффективного отвода воздуха. Вариант № 1 отличался от прототипа X-31 увеличенной в 1,8 раза площадью входного сечения воздухозаборника при его фиксированном центре тяжести. Варианты № 2–4 отличались смещением центра тяжести входного сечения по

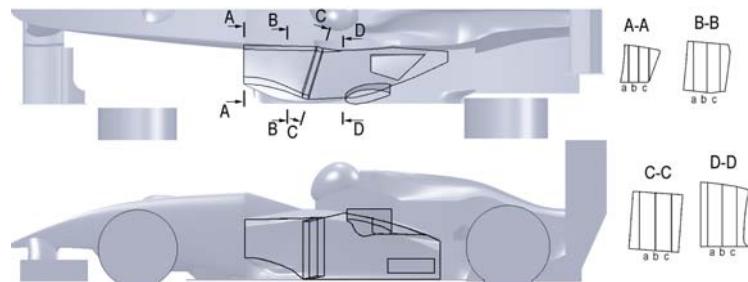


Рис. 5 – Контрольные сечения радиаторного отсека

Таблица
Результаты численного исследования вариантов радиаторного отсека

Параметр	X-31	Вар. 1	Вар. 2	Вар. 3	Вар. 4
$H_{ц.т.}$, мм	300	300	330	360	390
c_x	0.985	0.850	0.874	0.871	0.878
c_y	-0.621	-0.867	-0.883	-0.846	-0.839
Расход, м ³ /с	0.990	1.942	2.054	1.716	1.584
K_n	5.95	3.04	3.23	3.26	3.02
$A_{вх}$, м ²	0.029	0.053	0.053	0.053	0.053
$A_{вых}$, м ²	0.022	0.076	0.076	0.076	0.076

вертикали вверх (рис. 5) с шагом в 30 мм. При этом размеры, тип и положение радиатора не изменялись.

Результаты численного исследования вариантов радиаторного отсека представлены на (рис. 6, 7) и в таблице. Здесь $K_n = V_{max}/V_{cp}$ – коэффициент неравномерности обдува радиатора; $V_{cp} = Q/A$ – среднерасходная скорость по сечению полной площади A поперечного сечения канала; Q –

объемный расход воздуха, $H_{ц.т.}$ – высота центра тяжести входного сечения.

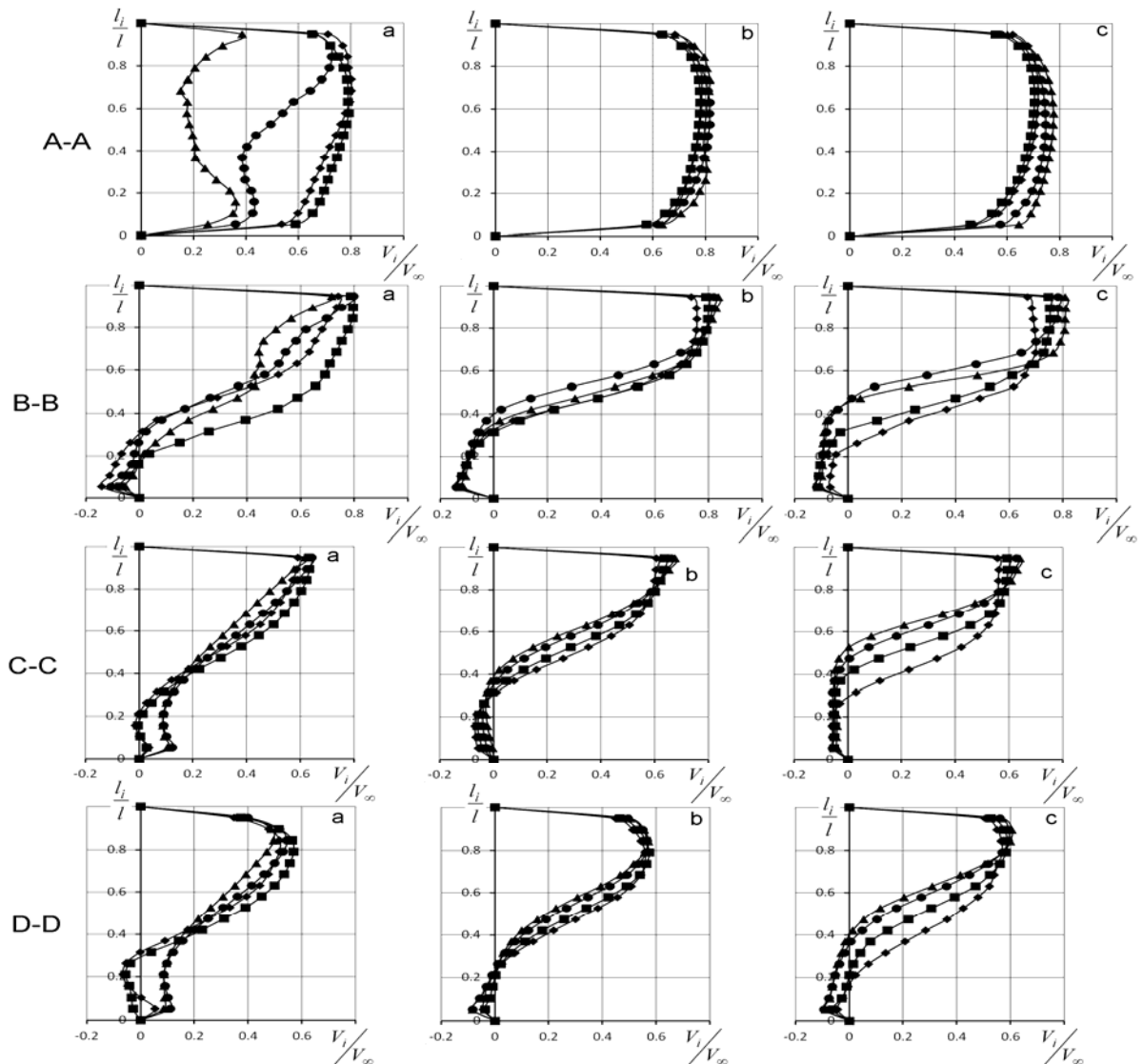


Рис. 6 – Эпюры скоростей в контрольных сечениях вдоль линий (a, b, c) вариантов входного сечения радиаторного отсека: \blacklozenge — (300) мм; \blacksquare — (330) мм; \bullet — (360) мм; \blacktriangle — (390) мм

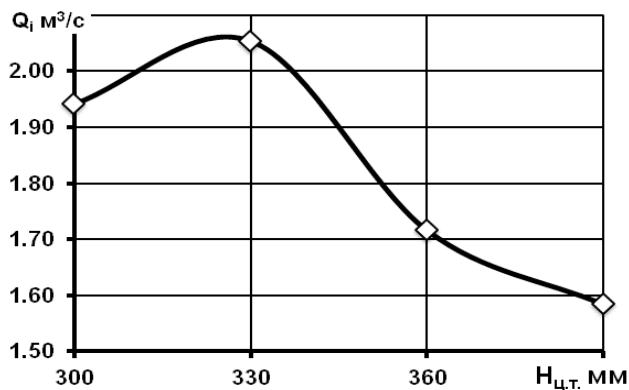
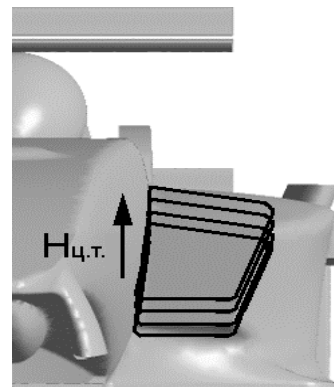


Рис. 7 – Зависимость расхода воздуха через радиатор от расположения входного сечения по высоте воздухозаборника



По результатам анализа рассмотренных вариантов наиболее эффективным представляется вариант конструкции № 2, обеспечивающий максимальный расход при наибольшей прижимающей силе и снижающий неравномерность обтекания радиатора вдвое в сравнении с прототипом.

Заключение

Численно и экспериментально исследованы аэродинамические характеристики радиаторного отсека гоночного автомобиля ХАДИ Х-31. Численное моделирование проведено на основе решения сопряженной задачи внутренней и внешней аэродинамики. Исследовано влияние входных отверстий воздухозаборника, проведен поиск наилучшего положения входного сечения воздухозаборника.

По результатам проведенных исследований определена конструкция, обладающая наибольшим расходом и наибольшей прижимающей силой.

Список литературы: 1. Race Car Aerodynamics [Text]: Designing for Speed / Joseph Katz. – 1995. – 223 p. 2. Аэродинамика автомобиля [Текст] / под ред. В.Г. Гухо. – М.: Машиностроение, 1987. – 420 с. 3. Kleber, A. CFD as Integrated Part of the Aerodynamic Development of the OPEL ECO-Speedster [Text] / A. Kleber // EACC 2003 1st European Automotive CFD Conference Bingen, Germany. – P. 51-60. 4. Jonson, A. Volvo Car corporation, Sweden. On the thermodynamic development of the New Volvo XC 90 using FLUENT [Text] / A. Jonson // EACC 2003 1st European Automotive CFD Conference Bingen, Germany. – P. 61-76. 5. Авершин, А.Г. Компьютерное моделирование аэродинамических характеристик гоночного автомобиля ХАДИ-31 [Текст] / А.Г. Авершин, В.Г. Солодов // Автомобильный транспорт: Сб. науч. трудов. – Х.: ХНАДУ. – 2005. – Вып. 16. – С. 228-231. 6. Авершин, А.Г. Аэродинамическое совершенствование заднего диффузора гоночного автомобиля формулы 1600 [Текст] / А.Г. Авершин, Ю.В. Стародубцев // Автомобильный транспорт: Сб. науч. трудов. – Х.: ХНАДУ. – 2005. – Вып. 17. 7. Солодов, В.Г., Стародубцев, Ю.В. Научно-прикладной программный комплекс *MTFS*[®] для расчета трехмерных вязких турбулентных течений жидкостей и газов в областях произвольной формы. Сертификат гос. регистр. авт. прав, УГААСП, №5921, 07.16.2002. 8. Основы прикладной аэрогазодинамики [Текст] / Н.Ф. Краснов и др. – М.: Высшая школа, 1990. – Кн. 1. – 336 с. 9. Авершин, А.Г. Аэродинамическое совершенствование радиаторного отсека гоночного автомобиля ХАДИ 33 [Текст] / А.Г. Авершин // Автомобильный транспорт. – 2011. – Вып. 29. – С. 84-90.

Поступила в редколлегию 01.10.13

УДК 62.135

Разработка эффективной формы воздухозаборника гоночного автомобиля ХАДИ 31 [Текст] / А.Г. Авершин, В.Г. Солодов // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХПІ», 2014. – № 1(1044). – С. 198-203. – Бібліогр.: 9 назв. – ISSN 2078-774X.

Чисельно і експериментально досліджуються аеродинамічні характеристики радіаторного відсіку гоночного автомобіля ХАДІ Х-31. Чисельне дослідження проводиться на основі рішення сполученої задачі внутрішньої і зовнішньої аеродинаміки. Запропоновано раціональну форму радіаторного відсіку.

Ключові слова: аеродинаміка перегонового автомобіля, радіаторний відсік, чисельне моделювання.

The aerodynamical characteristics of radiator compartment of racing car KhADI X-31 are studied numerically and experimentally. Numerical simulations were done by solution of a coupled internal and external aerodynamical problem. The effective shape of radiator compartment was proposed.

Keywords: aerodynamics of racing car, radiator compartment, numerical simulation.

УДК 621.224.24

П.С. ЗАВЬЯЛОВ, канд. техн. наук; проф. НТУ «ХПИ»;
Ю.М. КУХТЕНКОВ, канд. техн. наук; ст. преп. НТУ «ХПИ»;
Ю.А. ПОДВОЙСКИЙ, н.с. НТУ «ХПИ»

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ НИЗКОЧАСТОТНЫХ ПУЛЬСАЦИЙ ДАВЛЕНИЙ В ОТСАСЫВАЮЩИХ ТРУБАХ ЖЕСТКОЛОПАСТНЫХ ГИДРОТУРБИН И ОБРАТИМЫХ ГИДРОМАШИН

Усовершенствована пространственная математическая модель и способ ее реализации для прогнозирования низкочастотных пульсаций давления от движения произвольного числа вихревых жгутов в отсасывающих трубах жестколопастных гидротурбин и обратимых гидромашин, а также методика построения пульсационных характеристик. Получены все геометрические параметры вихревых жгутов для турбин РО170 и ПР40, а также рассмотрен вопрос расчета их интенсивности.

Ключевые слова: математическая модель, пульсации давления, отсасывающая труба гидротурбины, геометрические параметры вихревого жгута, интенсивность вихревого жгута, пульсационная характеристика.

Введение

Вибрационное состояние гидротурбин в значительной степени зависит от пульсаций давления, которые обусловлены движением вихревых жгутов за рабочим колесом в отсасывающей трубе. Экспериментально установлено, что в гидротурбинах на режимах недогрузки и форсирования мощности имеет место наличие одного или нескольких вихревых жгутов. Силовое взаимодействие вихрей с элементами проточного тракта может привести к серьезным авариям. Обычно эти вихревые жгуты имеют сложную пространственную винтовую форму, поэтому для расчета пульсаций давления нужно использовать пространственные математические модели.

Технические показатели современных гидротурбин достаточно высоки, поэтому для их дальнейшего улучшения надо совершенствовать математические модели и методики расчета пульсационных характеристик гидротурбин, характеризующие уровень нестационарности гидротурбины.

Прогнозирование пульсационных характеристик на основе математического и численного моделирования позволяет уточнить расчеты на динамическую прочность, увеличить надежность, долговечность и более точно указать зону эксплуатационных режимов работы гидротурбины.

Пространственная математическая модель расчета пульсаций давления в отсасывающей трубе гидротурбины и обратимой гидромашин

Математическая модель для произвольного числа физических вихревых жгутов была рассмотрена в [1] с учетом [2, 3]. Уточнение модели и разработка метода прогнозирования пульсаций давлений была рассмотрена в [4, 5]. В данной статье рассматривается дальнейшее усовершенствование реализации модели, получены аппроксимационные зависимости для всех геометрических параметров вихревых жгутов на основе визуальных исследований потока в отсасывающих трубах модельных гидротурбин типа РО170 и ПР40, необходимые для проведения численных экспериментов по прогнозированию пульсационных характеристик.

Стенка отсасывающей трубы моделируется вихревой поверхностью, состоящей из бесконечно большого числа тонких вихревых шнуров переменной интенсивности с

© П.С. Завьялов, Ю.М. Кухтенков, Ю.А. Подвойский, 2014

шагом равным шагу физических вихревых жгутов, имеющих форму винтовой спирали (рис. 1а). Задача рассматривается в квазистационарной постановке, жидкость невязкая. Поток вне вихрей при определении индуцированных скоростей принимается потенциальным. Учен также дополнительный осесимметричный поток, обусловленный прохождением жидкости через рабочее колесо турбины. Задача сводится к поиску скоростей и давлений в отсасывающей трубе.

Суммарная скорость в произвольной точке отсасывающей трубы записывается

$$\bar{V} = \sum_{s=1}^{z_{ж}} \bar{V}_{жс} + \bar{V}_{п} + \bar{V}_{q}, \quad (1)$$

где $\bar{V}_{жс}$ – скорость, индуцированная физическим вихревым жгутом с порядковым номером s , $\bar{V}_{п}$ – скорость, индуцированная вихревой поверхностью, \bar{V}_{q} – скорость дополнительного осесимметричного потока, состоящая из осевой (расходной) и окружной (циркуляционной) компонент, $z_{ж}$ – число вихревых жгутов $1 \leq s \leq z_{ж}$ [1–3].

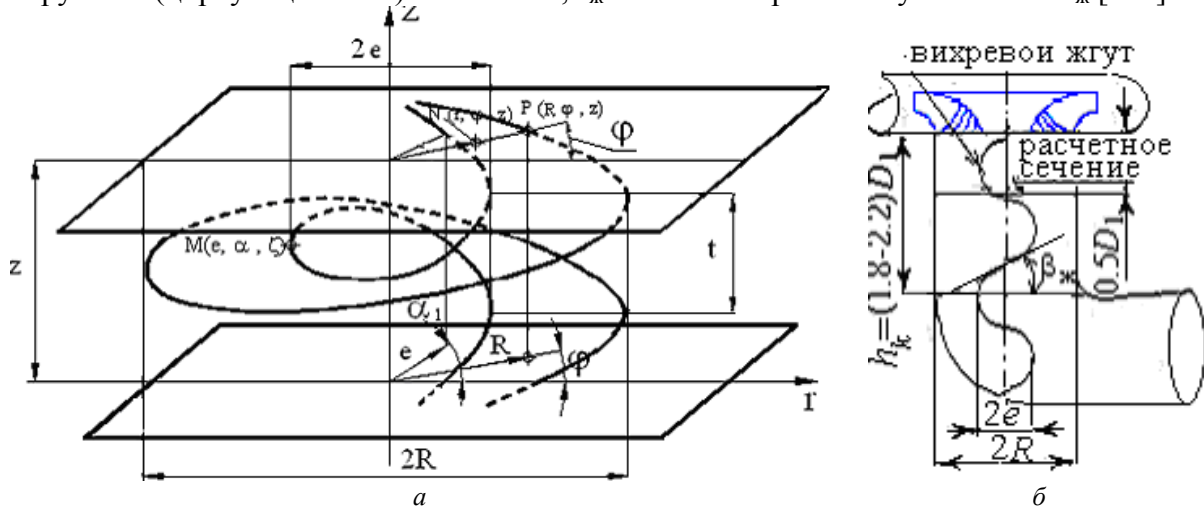


Рис. 1 – Расчетная схема жгутовых пульсаций давления в отсасывающей трубе с одним вихревым жгутом: а – схема физического вихревого жгута и вихревой нити на вихревой поверхности, моделирующей стенку отсасывающей трубы; б – вихревой жгут в отсасывающей трубе

Проекции скорости $\bar{V}_{жс}$ в цилиндрической системе координат имеют вид [1, 2, 5]:

$$\left. \begin{aligned} V_{жсr} &= \frac{\Gamma(\bar{e}R)^2 \operatorname{tg}\beta_{ж}}{4\pi z_{ж}} \int_{\alpha_{SH}}^{\alpha_{SK}} \frac{\sin(\alpha_s - \varphi) - (\alpha_s - \alpha_{s1})\cos(\alpha_s - \varphi)}{\rho_s^3} d\alpha; \\ V_{жс\varphi} &= \frac{\Gamma\bar{e}R^2 \operatorname{tg}\beta_{ж}}{4\pi z_{ж}} \int_{\alpha_{SH}}^{\alpha_{SK}} \frac{\bar{r} - \bar{e}[\cos(\alpha_s - \varphi) + (\alpha_s - \alpha_{s1})\sin(\alpha_s - \varphi)]}{\rho_s^3} d\alpha; \\ V_{жсz} &= \frac{\Gamma\bar{e}R^2}{4\pi z_{ж}} \int_{\alpha_{SH}}^{\alpha_{SK}} \frac{\bar{e} - \bar{r}\cos(\alpha_s - \varphi)}{\rho_s^3} d\alpha, \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

где Γ – интенсивность вихревого жгута; $\beta_{ж}$ – угол подъема вихревой линии; $z_{ж}$ – число физических вихревых жгутов; ρ_s – расстояние между точкой на вихревом жгуте $M_s(e, \alpha_s, \zeta)$ и точкой $N(r, \varphi, z)$ в произвольном месте отсасывающей трубы для случая с несколькими физическими вихревыми жгутами; s – порядковый номер вихревого

жгута, а $\alpha_s = \alpha + \frac{2\pi}{z_{\text{ж}}}(s-1)$; \bar{e} – эксцентриситет вихревого жгута;

$\rho_s = R \left\{ \bar{r}^2 - 2\bar{e}\bar{r}\cos(\alpha_s - \varphi) + \bar{e}^2 \left[1 + (\alpha_s - \alpha_{s1})^2 \text{tg}^2 \beta_{\text{ж}} \right] \right\}^{1/2}$ – угловая координата жгута.

Скорость, индуцированная вихревой поверхностью, моделирующей стенку отсасывающей трубы, может быть записана

$$\bar{V}_{\text{п}} = f[e, \beta_{\text{ж}}, \gamma(\alpha_2), \varphi, \alpha_1, \rho_{\text{п}}]. \quad (3)$$

Неизвестная функция напряженности вихревой поверхности $\gamma(\alpha_2)$ в (3) определяется при выполнении граничного условия на стенке трубы (4) и дополнительной зависимости (5):

$$\sum_{s=1}^{z_{\text{ж}}} V_{\text{жср}} + V_{\text{пр}} = 0; \quad (4)$$

$$R \sin \beta_{\text{п}} \int_0^{2\pi} \gamma(\alpha_2) d\alpha_2 = -\Gamma_{2\text{вт}}, \quad (5)$$

где $\gamma(\alpha_2)$ – напряженность вихревого слоя (вихревой поверхности), моделирующей стенку отсасывающей трубы, $\beta_{\text{п}} = \text{arctg}(\bar{e}\text{tg}\beta_{\text{ж}})$ – угол наклона вихревой линии вихревой поверхности; $\Gamma_{2\text{вт}}$ – циркуляция за рабочим колесом у втулки.

Эти условия позволяют определить напряженность $\gamma(\alpha_2)$ из (4) с учетом (5). Подставляя из уравнения (2) выражение для $V_{\text{жср}}$ и $V_{\text{пр}}$ в (4) и учитывая, что $\bar{r} = r/R = 1$, $\alpha_1 = \text{const}$, имеем уравнение

$$\lambda \int_0^{2\pi} \gamma(\alpha_2) F(\varphi, \alpha_2) d\alpha_2 = f(\varphi). \quad (6)$$

Уравнение в форме (6) является уравнением Фредгольма 1 рода, которое было приведено в [3]. В данной работе оно составлено для многотовальной схемы, а функции $F(\varphi, \alpha_2)$, $f(\varphi)$ и λ определены в зависимости от $\beta_{\text{ж}}$, что позволяет при расчетах непосредственно использовать экспериментальные и теоретические данные по углам $\beta_{\text{ж}}$ [1, 4]. Для выполнения (4) в расчетном сечении, которое располагается на расстоянии $0,5D_1$ от обода рабочего колеса в отсасывающих трубах (рис. 1б), выполняем ряд решений (6) для расчетной высоты трубы h_k . Примерно в этом же сечении, в соответствии с требованиями МЭК, устанавливаются датчики для измерения пульсаций давления в отсасывающей трубе.

Реализация математической модели. Непосредственное решение уравнения Фредгольма 1 рода (6) вызывает трудности в связи с его некорректностью [6]. Поэтому функцию $\gamma(\alpha_2)$ задаем в виде ряда Фурье с неизвестными коэффициентами [1, 4]

$$\gamma(\alpha_2) = \frac{a_0}{2} + \sum_{k=1}^n (a_k \cos k\alpha_2 + b_k \sin k\alpha_2). \quad (7)$$

Из (7) следует, что число неизвестных коэффициентов ряда равно $(2n + 1)$, где n – число гармоник, k – номер гармоники. Так как a_0 легко находится из второго граничного условия (5), то в дальнейшем имеем число неизвестных коэффициентов $2n$, можно найти из решения СЛАУ с числом уравнений $2n$, полученных из граничных условий (4) в преобразованном виде (6). Подставляя (7) в (5), получим $a_0 = -\Gamma_{2\text{вт}} / (\pi R \sin \beta_{\text{п}})$.

Введя в (7) обозначения: $a_k = x_k$, $b_k = x_{k+n}$ – уравнение (7) можно записать

$$\gamma(\alpha_2) = -\frac{\Gamma_{2\text{вг}}}{2R\pi\sin\beta_{\Pi}} + \sum_{k=1}^n x_k \cos k\alpha_2 + \sum_{k=1}^n x_{k+n} \sin k\alpha_2. \quad (8)$$

Для расчета $\gamma(\alpha_2)$ необходимо определить неизвестные коэффициенты x_k и x_{k+n} в (8). Для получения необходимого числа уравнений СЛАУ надо разделить периметр расчетного поперечного сечения отсасывающих трубы на число частей, равное двойному числу гармоник $2n$ и в точках деления (расчетные точки) записываем преобразованные условия «непротекания» (6) с изменением $\gamma(\alpha_2)$ согласно (8). С целью повышения точности расчетов составляем СЛАУ для случая ее переопределенности, что повышает информативную значимость неизвестных коэффициентов x_k и x_{k+n} . В этом случае принимаем число расчетных точек на контуре отсасывающей трубы в расчетном сечении значительно больше, чем число неизвестных коэффициентов x_k . Следовательно, получаем переопределенную СЛАУ в виде (9):

$$\left. \begin{aligned} \sum_{k=1}^n x_k \int_0^{2\pi} \cos k\alpha_2 F(\alpha_2, \varphi_1) d\alpha_2 + \sum_{k=n+1}^{2n} x_{k-n} \int_0^{2\pi} \sin k\alpha_2 F(\alpha_2, \varphi_1) d\alpha_2 &= \\ &= \frac{1}{\lambda} f(\varphi_1) + \frac{\Gamma}{2\pi R \sin \beta_{\Pi}} \int_0^{2\pi} F(\alpha_2, \varphi_1) d\alpha_2; \\ \sum_{k=1}^n x_k \int_0^{2\pi} \cos k\alpha_2 F(\alpha_2, \varphi_i) d\alpha_2 + \sum_{k=n+1}^{2n} x_{k-n} \int_0^{2\pi} \sin k\alpha_2 F(\alpha_2, \varphi_i) d\alpha_2 &= \\ &= \frac{1}{\lambda} f(\varphi_i) + \frac{\Gamma}{2\pi R \sin \beta_{\Pi}} \int_0^{2\pi} F(\alpha_2, \varphi_i) d\alpha_2; \\ \dots\dots\dots \\ \sum_{k=1}^n x_k \int_0^{2\pi} \cos k\alpha_2 F(\alpha_2, \varphi_p) d\alpha_2 + \sum_{k=n+1}^{2n} x_{k-n} \int_0^{2\pi} \sin k\alpha_2 F(\alpha_2, \varphi_p) d\alpha_2 &= \\ &= \frac{1}{\lambda} f(\varphi_{2n}) + \frac{\Gamma}{2\pi R \sin \beta_{\Pi}} \int_0^{2\pi} F(\alpha_2, \varphi_p) d\alpha_2. \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

где $\varphi_i = 2\pi^2(i-1)/n$, i – номер расчетной точки, а $p > 2n$.

Система (9) может быть записана также в матричном виде

$$Ax = b, \quad (10)$$

где A – не квадратная матрица, а прямоугольная – размерности $(p) \times (2n)$ с элементами:

$$\left. \begin{aligned} a_{ij} &= \int_0^{2\pi} \cos j\alpha_2 F_i(\alpha_2, \varphi_i) d\alpha_2, \quad 1 \leq j \leq n, \text{ а } j = k; \\ a_{ij} &= \int_0^{2\pi} \sin(j-n)\alpha_2 F_i(\alpha_2, \varphi_i) d\alpha_2, \quad n+1 \leq j \leq 2n, \text{ а } j = k+n; \end{aligned} \right\} \quad (11)$$

x – искомый вектор-столбец; b – известный вектор-столбец с элементами:

$$b_i = \frac{1}{\lambda} f(\varphi_i) + \frac{\Gamma_{2\text{вг}}}{2\pi R \sin \beta_{\Pi}} \int_0^{2\pi} F_i(\alpha_2, \varphi_i) d\alpha_2.$$

Для определения неизвестных коэффициентов x используем метод наименьших квадратов. Выбор решения ведем по полученной минимальной невязке

$$S = \sum_{i=1}^p \left[b_i - \sum_{j=1}^{2n} a_{ij} x_j \right]^2 \rightarrow \min \text{ системы уравнений (9).}$$

Тогда СЛАУ (10) принимает вид [7]

$$\tilde{A}Ax = \tilde{A}b, \quad (12)$$

где \tilde{A} – транспонированная матрица, а $\tilde{A}A$ – квадратная матрица размерности $2n \times 2n$, независимо от того, как сильно была переопределена система. Решение системы (12) уточняется методом прямого поиска Хука-Дживса.

В результате уточнения решения находим коэффициенты x_j , а затем определяем напряженность вихревого слоя $\gamma(\alpha_2)$. Для реализации системы (12) используем численные методы Гаусса с выбором главного элемента. Двойные интегралы, входящие в систему уравнений, рассчитываются по формулам Симпсона и по схеме интегрирования Гаусса как повторные с учетом их особенностей.

Имея в расчетных точках $\gamma(\alpha_2)$, определяем V_n из (3), а потом и суммарную скорость на стенке отсасывающей трубы из (1). Осевая (расходная) и окружная (от циркуляционного вихревого потока) составляющие скорости V_q дополнительного осесимметричного потока в (1) определяются соответственно по зависимостям:

$$V_{qs} = Q / \left[\pi R^2 \left(1 - \sum_{i=1}^{z_{жк}} \bar{d}_{ж}^2 \right) \right], \quad \text{а составляющая} \quad V_{qp} = \frac{\Gamma_{2пер} - \Gamma_{2вт}}{2pR} \quad \text{– путем решения}$$

осесимметричной кромочной задачи [8].

Определение интенсивности вихревого жгута за рабочим колесом

Интенсивность жгута и вихревой поверхности определяется по значению циркуляции потока за колесом у втулки колеса. Для расчета циркуляции потока вдоль выходной кромки необходимо вычисление меридиональной скорости. Ее можно принять в первом приближении из равноскоростного меридионального потока. Дальнейшее ее уточнение при заданной геометрии лопасти выполняем с помощью уравнений упрощенной модели осесимметричного потока, позволяющих рассчитать распределение меридиональной скорости вдоль выходной кромки лопасти колеса [8]

$$\frac{dV_m}{dl} + M(l)V_m = N(l), \quad (13)$$

Зная скорость V_m , определяем циркуляцию за рабочим колесом у втулки

$$\Gamma = \bar{r} D_1 \left[\bar{r} \pi \frac{n_1' \sqrt{H}}{60} - V_m \text{ctg}(\beta) \right], \quad (14)$$

где $\bar{r} = 2r/D_1$ – относительный радиус точки выходной кромки; при $\bar{r} = \bar{r}_{вт}$, $\Gamma = \Gamma_{вт}$.

Интенсивность вихревого жгута Γ принимается равной циркуляции Γ_2 за рабочим колесом для одно вихревой схемы. При наличии двух или трех жгутов их интенсивность соответственно равна $\Gamma/2$ и $\Gamma/3$.

Геометрические параметры вихревого жгута. Для решения математической модели необходимы зависимости эксцентриситета вихревого жгута – \bar{e} , диаметра его поперечного сечения – $\bar{d}_{ж}$, угла наклона жгута – $\beta_{ж}$. На основании визуальных исследований потока за р.к. модельных турбин были определены зависимости \bar{e} , $\bar{d}_{ж}$, $\beta_{ж}$ для жгутов при различных режимах работы турбин путем покоординатной интерполяции. В данной статье приведены зависимости \bar{e} , $\bar{d}_{ж}$, $\beta_{ж}$ (15)–(17),

полученные при испытании модельной турбины PO170 и (18)–(20) – при испытании турбины PR40 (рис. 2), где \bar{Q}'_l , \bar{n}' – относительные приведенные обороты и частоты.

$$\bar{e}(\bar{Q}'_l, \bar{n}'_1) = \left| a_0(\bar{n}'_1) + a_1(\bar{n}'_1) \left(\frac{\bar{Q}'_l}{\bar{n}'_1} - 1 \right) + a_2(\bar{n}'_1) \left(\frac{\bar{Q}'_l}{\bar{n}'_1} - 1 \right)^2 + a_3(\bar{n}'_1) \left(\frac{\bar{Q}'_l}{\bar{n}'_1} - 1 \right)^3 \right|, \quad (15)$$

где

$$a_0(\bar{n}'_1) = 0.0001; \quad a_1(\bar{n}'_1) = -0.854 + 52.525(\bar{n}'_1 - 1) + 507.456(\bar{n}'_1 - 1)^2;$$

$$a_2(\bar{n}'_1) = 0.091 + 402.304(\bar{n}'_1 - 1) + 3865.0(\bar{n}'_1 - 1)^2; \quad a_3(\bar{n}'_1) = 0.2 + 645.185(\bar{n}'_1 - 1) + 5946.0(\bar{n}'_1 - 1)^2.$$

$$\bar{d}_ж(\bar{Q}'_l, \bar{n}'_1) = \left| a_0(\bar{n}'_1) + a_1(\bar{n}'_1) \left(\frac{\bar{Q}'_l}{\bar{n}'_1} - 1 \right) + a_2(\bar{n}'_1) \left(\frac{\bar{Q}'_l}{\bar{n}'_1} - 1 \right)^2 + a_3(\bar{n}'_1) \left(\frac{\bar{Q}'_l}{\bar{n}'_1} - 1 \right)^3 \right|, \quad (16)$$

где

$$a_0(\bar{n}'_1) = 0.002257 + 0.011(\bar{n}'_1 - 1) - 0.075(\bar{n}'_1 - 1)^2; \quad a_1(\bar{n}'_1) = -1.766 + 48.056(\bar{n}'_1 - 1) + 567.378(\bar{n}'_1 - 1)^2;$$

$$a_2(\bar{n}'_1) = -9.116 + 447.445(\bar{n}'_1 - 1) + 5002.0(\bar{n}'_1 - 1)^2; \quad a_3(\bar{n}'_1) = -20.473 + 888.497(\bar{n}'_1 - 1) + 9766.0(\bar{n}'_1 - 1)^2.$$

$$\beta_ж(\bar{Q}'_l, \bar{n}'_1) = \left| a_0(\bar{n}'_1) + a_1(\bar{n}'_1) \left(\frac{\bar{Q}'_l}{\bar{n}'_1} - 1 \right) + a_2(\bar{n}'_1) \left(\frac{\bar{Q}'_l}{\bar{n}'_1} - 1 \right)^2 + a_3(\bar{n}'_1) \left(\frac{\bar{Q}'_l}{\bar{n}'_1} - 1 \right)^3 \right|, \quad (17)$$

$$a_0(\bar{n}'_1) = 0.056; \quad a_1(\bar{n}'_1) = -0.721 + 31.826(\bar{n}'_1 - 1) + 159.33(\bar{n}'_1 - 1)^2;$$

$$a_2(\bar{n}'_1) = 19.977 + 317.23(\bar{n}'_1 - 1) + 1832(\bar{n}'_1 - 1)^2; \quad a_3(\bar{n}'_1) = 47.208 + 609.146(\bar{n}'_1 - 1) + 4330.0(\bar{n}'_1 - 1)^2.$$

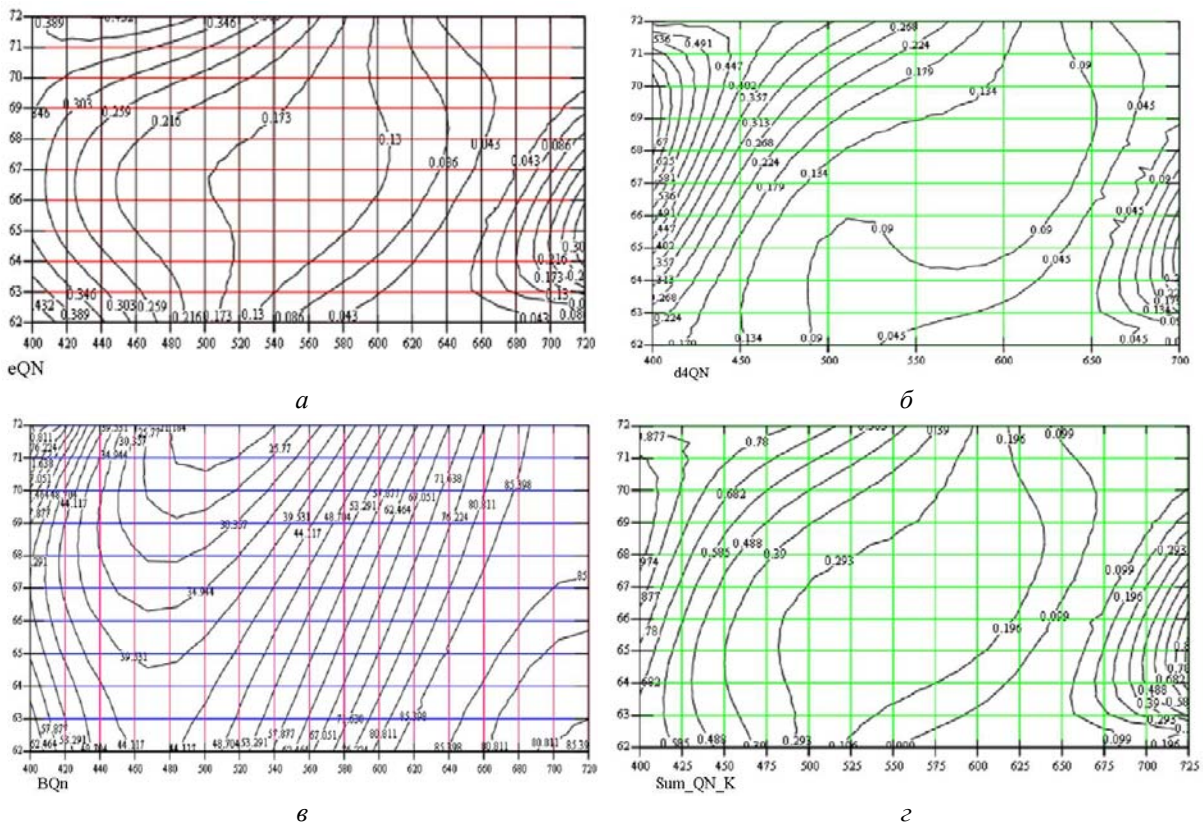


Рис. 2 – Геометрические параметры вихревого жгута в модельной гидротурбине PO170-50:
 а – эксцентриситет; б – диаметр поперечного сечения; в – угол подъема; г – сумма ($\bar{e} + \bar{r}_ж$)

$$\bar{e}(\bar{Q}'_l, \bar{n}'_1) = \left| a_0(\bar{n}'_1) + a_1(\bar{n}'_1) \left(\frac{\bar{Q}'_l}{\bar{n}'_1} - 1 \right) + a_2(\bar{n}'_1) \left(\frac{\bar{Q}'_l}{\bar{n}'_1} - 1 \right)^2 \right|, \quad (18)$$

где

$$a_0(\bar{n}'_1) = 0.00138 + 0.0061(\bar{n}'_1 - 1) + 0.021125(\bar{n}'_1 - 1)^2; \quad a_1(\bar{n}'_1) = -2.048 - 33.345(\bar{n}'_1 - 1) - 76.832(\bar{n}'_1 - 1)^2;$$

$$a_2(\bar{n}'_1) = 10.031 - 215.4(\bar{n}'_1 - 1) = 1014.0(\bar{n}'_1 - 1)^2.$$

$$\bar{d}_ж(\bar{Q}'_l, \bar{n}'_1) = \left| a_0(\bar{n}'_1) + a_1(\bar{n}'_1) \left(\frac{\bar{Q}'_l}{\bar{n}'_1} - 1 \right) + a_2(\bar{n}'_1) \left(\frac{\bar{Q}'_l}{\bar{n}'_1} - 1 \right)^2 \right|, \quad (19)$$

где

$$a_0(\bar{n}'_1) = 0.001014 + 0.000143(\bar{n}'_1 - 1) + 0.000254(\bar{n}'_1 - 1)^2;$$

$$a_1(\bar{n}'_1) = -0.05 - 1.04(\bar{n}'_1 - 1) - 1.838(\bar{n}'_1 - 1)^2; \quad a_2(\bar{n}'_1) = 2.478 + 14.19(\bar{n}'_1 - 1) + 22.752(\bar{n}'_1 - 1)^2.$$

$$\beta_ж(\bar{Q}'_l, \bar{n}'_1) = \left| a_0(\bar{n}'_1) + a_1(\bar{n}'_1) \left(\frac{\bar{Q}'_l}{\bar{n}'_1} - 1 \right) + a_2(\bar{n}'_1) \left(\frac{\bar{Q}'_l}{\bar{n}'_1} - 1 \right)^2 \right|, \quad (20)$$

где

$$a_0(\bar{n}'_1) = 0.993 - 0.019(\bar{n}'_1 - 1) + 0.043(\bar{n}'_1 - 1)^2; \quad a_1(\bar{n}'_1) = 5.681 + 99.684(\bar{n}'_1 - 1) + 166.803(\bar{n}'_1 - 1)^2;$$

$$a_2(\bar{n}'_1) = 8.066 + 604.474(\bar{n}'_1 - 1) + 2891.000(\bar{n}'_1 - 1)^2.$$

Указанные зависимости могут быть использованы с достаточной точностью для турбин РО115-310. Для некоторых проточных частей формулы для e и $d_ж$ получены только в небольшой зоне универсальной характеристики $n'_1 - Q'_1$. Они также могут быть использованы при прогнозировании пульсационных характеристик с некоторым ограничением по n'_1 [9].

Для расчета пульсационной характеристики в зоне двух жгутов и более необходимо учитывать изменение их геометрических параметров, в частности, e и $d_ж$. В этом случае при наличии одного жгута или более сохраняется связь $\bar{e}_z + \bar{d}_ж \leq 0.98$. Зависимость $d_{жz}$ при любом числе жгутов от $d_{ж1}$ при наличии одного жгута может быть получена теоретическим путем при условии

$$N_z = \frac{N}{z_ж} \quad \text{и} \quad \Gamma_z = \frac{\Gamma}{z_ж}, \quad (21)$$

где N – мощность циркуляционного потока вихревого жгута в одновихревой схеме; N_z – мощность циркуляционного потока жгутов в многовихревой схеме; $\Gamma = \Gamma_{2рк}$ – интенсивность жгутов в одновихревой схеме; Γ_z – интенсивность жгутов в многовихревой схеме. В [5] получено, что при трансформации одного вихревого жгута в два, т.е. $d_{ж2} = \frac{d_{ж1}}{2}$, а при трансформации двух в три, т.е. $d_{ж3} = \frac{2d_{ж2}}{3} = \frac{d_{ж1}}{3}$.

Эксцентриситет определяется также из условия $\bar{e}_z + \bar{d}_жz \leq 0.99$. Могут быть использованы зависимости для геометрических параметров вихревых жгутов, полученные другим путем [10].

Расчет амплитуд и частот пульсаций давлений в отсасывающей трубе

Расчеты максимальной и минимальной суммарных скоростей проводятся в расчетном сечении на стенке отсасывающей трубы при постоянном значении циркуляции для выбранного режима по оборотам и расходу. Двойную амплитуду пульсаций давления определяем с использованием интеграла Коши-Лагранжа (22) или

Бернуллі (23) в залежності від структури потоку за робочим колесом. Якщо структура потоку близька до вихревої використовуємо (23), а якщо потік потенціальний використовуємо (22). Уравнение (22) використовується також, якщо не враховувати додатковий потік V_q по (1) із [3].

$$\left[\frac{2A}{H} \right] \% = \left[\frac{V_{\max}^2 - V_{\min}^2}{2gH} - \frac{R\omega(V_{\phi \max} - V_{\phi \min})}{gH} \right] 100 \% . \quad (22)$$

$$\frac{2A}{H} = \frac{V_{\max}^2 - V_{\min}^2}{2gH}, \quad (23)$$

де A – амплітуда пульсацій тиску, м; H – напір випробувань, м.

В (22)–(23) V_{\max} і V_{\min} визначені з урахуванням формул $V = (V_r^2 + V_{\phi}^2 + V_z^2)^{1/2}$, $V_r = \sum_{s=1}^{z_{ж}} V_{жsr} + V_{пр}$; $V_{\phi} = \sum_{s=1}^{z_{ж}} V_{жс\phi} + V_{п\phi} + V_{q\phi}$; $V_z = \sum_{s=1}^{z_{ж}} V_{жsz} + V_{пz} + V_{qz}$ на стінці відсмокчуваної труби $\bar{r}=1$, $V_r=0$. Для розрахунку частоти пульсацій тиску визначаємо окружну швидкість на одному з фізичних вихревих жгутів в розрахунковому перерізі при $r=e$,

$$V'_{\phi} = \sum_{s=1}^{s=z_{ж}} V_{жс\phi} + V_{п\phi} + V_{с\phi}. \quad (24)$$

В (24) $V_{жс\phi}$ – окружна складова швидкості, індукційована фізичними вихревыми жгутами, взята із другого рівняння (2), записаного для кожного вихревого жгута, $V_{п\phi}$ – окружна складова швидкості, індукційована вихревою поверхнею, моделюючою стінку відсмокчуваної труби і береться при $\bar{r}=\bar{e}$; $V_{с\phi}$ – швидкість самоіндукції першого ($s=1$) основного вихревого жгута, визначається по перетвореній залежності [10].

$$V_{с\phi} = \frac{\Gamma\Psi \cos^2 \beta_{ж}}{4\pi e R z_{ж} \sin \beta_{ж}} \ln \frac{2\bar{e}R}{r_{ж} \cos^2 \beta_{ж}}, \quad (25)$$

де $\Psi = 0.7-0.9$ в залежності від швидкості гідротурбіни, $r_{ж}$ – радіус ядра жгута, задаваний експериментальними даними.

В (22) не враховано $V_{q\phi}$, яка має невеликі значення при $\bar{e}=0-0.6$. Визначивши V'_{ϕ} , знаходимо кутову частоту обертання жгута $\omega_{ж} = V'_{\phi} / R\bar{e}$ і частоту пульсацій тиску за робочим колесом – $f_{ж} = \frac{V'_{\phi} z_{ж}}{2\pi R e}$.

Результати чисельного експерименту

На рис. 3 наведено амплітуди пульсацій тиску для гідротурбіни РО230 в разі одного фізичного вихревого жгута, розраховані за вищеописаною математичною моделлю з використанням (21). Зліва від оптимума визначаємо межу переходу від одновихревої схеми до двовихревої при значенні параметра $\Pi = 2.5$, визначеному з експериментів в роботах Г. Фелвея [12]. Лінія I-I задовольняє умову $\bar{e} + \bar{r}_{ж} \leq 0.98$. Зліва від неї \bar{e} змінюється за лінійним законом від $\bar{e} = \bar{e}_{\max}$ до $\bar{e} = 0$ при $\bar{Q}'_1 = 0$. Праву відносно оптимума межу переходу одного вихревого жгута до двох приймаємо на основі наших експериментальних даних: її координати за витратом, приблизно (1,15–1,3) $\bar{Q}'_{1\text{опт}}$ (лінія III-III). Розглянута математична

модель и методика позволяют выполнить расчеты пульсаций давления для случая с несколькими вихревыми жгутами при наличии сведений об их геометрии и интенсивности по параметру Π . Путем наложения характеристик в поле $Q_1' - n_1'$ можно получить суммарную пульсационную характеристику.

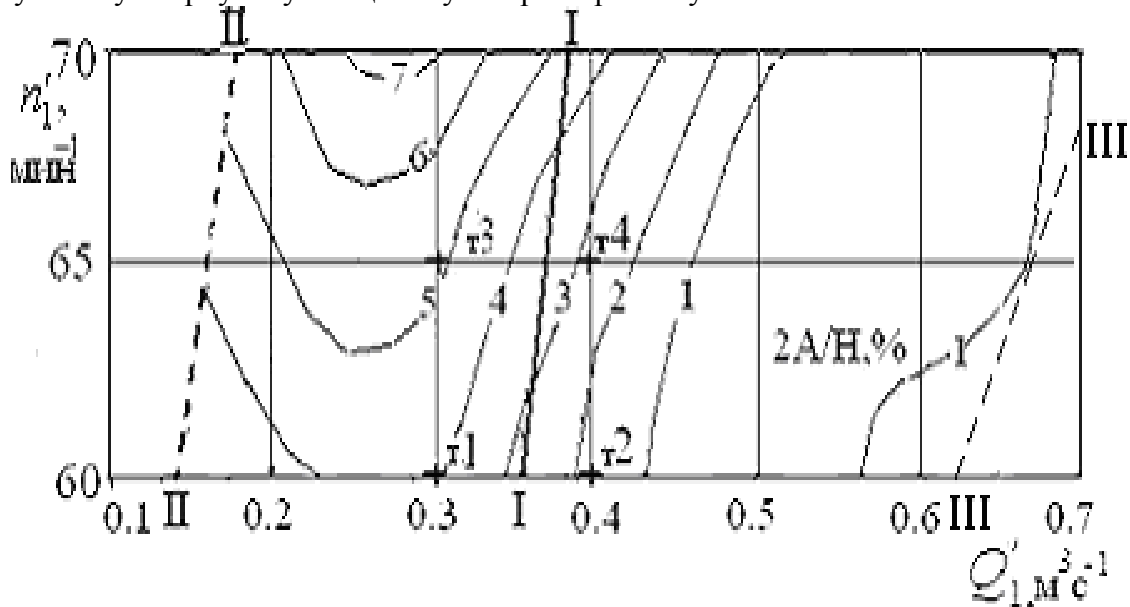


Рис. 3 – Расчетные амплитуды пульсаций давления ($2A/H, \%$) в гидротурбине PO230/3234:
 + – по данным испытаний экспериментальные точки (в т. 1 – 3.5 %; т. 2 – 1.3 %; т. 3 – 3.8 %; т. 4 – 1.9 %)

В рассмотренном примере амплитуды пульсации давления рассчитаны, исходя из уравнения Бернулли, так как поток за рабочим колесом, определенный с помощью кромочной осесимметричной задачи, оказался близок к вихревому.

Выводы

1 Разработанная математическая модель жгутовых пульсаций давлений для произвольного числа вихревых жгутов и ее реализация позволяют получить прогнозные пульсационные характеристики в широком диапазоне режимов работы гидротурбины. Прогнозные уровни пульсаций давления могут быть использованы в расчетах на динамическую прочность элементов конструкции гидротурбины и обратимой гидромашины и для уточнения зоны их эксплуатации.

2 Амплитуды пульсаций давлений могут быть рассчитаны на основе интегралов Коши-Лагранжа или Бернулли в зависимости от структуры потока за рабочим колесом.

3 Структура потока и интенсивность вихревого жгута, равная циркуляции потока за рабочим колесом $\Gamma_{вт}$, определяется из решения осесимметричной задачи в зоне выходной кромки.

4 Получены аппроксимационные зависимости для всех трех геометрических параметров вихревых жгутов на основе визуальных и зондовых исследований потока в отсасывающих трубах гидротурбин PO170 и ПР40 на модельных блоках гидротурбинной лаборатории ОАО «Турбоатом». Эти зависимости могут быть использованы соответственно для диапазона напоров 200–300 метров и 30–50 метров.

5 Сравнение расчетных амплитуд пульсаций давления с экспериментальными в отсасывающей трубе свидетельствует об их удовлетворительном согласовании, что подтверждает точность разработанной методики численного моделирования.

6 Полученная расчетом пульсационная характеристика свидетельствует о допустимом уровне нестационарности в турбинах типа PO 230 ОАО «Турбоатом».

Список литературы: 1. Завьялов, П.С. К вопросу математического моделирования НЧПД в отсасывающих трубах жестколопастных гидротурбин [Текст] / П.С. Завьялов, Ю.М. Кухтенков, Ю.А. Подвойский // Вісник НТУ «ХП». – Х., 2002. – Т. 12, № 9. – С. 83-88. 2. Кочин, Н.Е. Теоретическая гидромеханика [Текст] / Н.Е. Кочин, И.А. Кибель, Н.В. Розе. – М.: ГИТЛ, 1955. – 560 с. 3. Григорьев, В.И. Определение пульсаций давления в отсасывающей трубе под действием вихря за рабочим колесом гидротурбины [Текст] / В.И. Григорьев // Энергомашиностроение. – М., 1968. – № 9. – С. 42-44. 4. Завьялов, П.С. Прогнозирование пульсаций давлений от нескольких вихревых жгутов за рабочим колесом РО гидротурбины [Текст] / П.С. Завьялов, Ю.М. Кухтенков, Ю.А. Подвойский // Вісник НТУ «ХП». – Х., 2001. – № 129. – С. 95-104. 5. Завьялов, П.С. К методу расчета пульсационных характеристик вихревых жгутов за рабочим колесом гидротурбины [Текст] / П.С. Завьялов, Ю.М. Кухтенков, Ю.А. Подвойский, И.В. Гончар // Проблемы машиностроения. – Х.: ИПМаш НАНУ. – 2003. – Т. 6, № 2. – С. 84-92. 6. Лаврентьев, М.М. Некорректные задачи математической физики и анализа [Текст] / М.М. Лаврентьев, В.Г. Романов. – М.: Наука, 1980. – 325 с. 7. Ланцош, К. Практические методы математического анализа [Текст] / К. Ланцош. – М.: Физматгиз, 1961. – 524 с. 8. Этинберг, И.Э. Гидродинамика гидравлических турбин [Текст] / И.Э. Этинберг, Б.С. Раухман. – Л.: Машиностроение, 1978. – 280 с. 9. Kubota, T. Effect of cone angle at draft tube inlet in hydraulic characteristics of Francis turbine [Текст] / T. Kubota, S. Jamada // Symposium Operating Problems of Pump Stations and Power Plants. Amsterdam, the Nether-lands, September 13-17, 1982. – P. 111-116. 10. Жуковский, Н.Е. Вихревая теория гребного винта [Текст] / Н.Е. Жуковский. – М.-Л.: ГИТЛ, 1950. – 370 с. 11. Бондаренко, А.В. Моделирование параметров вихревого жгута в поле универсальной характеристики жестколопастных гидротурбин [Текст] / А.В. Бондаренко, П.С. Завьялов, А.М. Гришин // Вісник НТУ «ХП». – Х., 1997. – Ч. 2. – С. 64-68. 12. Falvey, H. A primer on draft tube surging [Текст] / H. Falvey // Hydro rev. – 1993. – 12, № 1. – P. 76-86.

Поступила в редколлегию 20.09.13

УДК 621.224.24

Математическое моделирование низкочастотных пульсаций давлений в отсасывающих трубах жестколопастных гидротурбин и обратимых гидромашин [Текст] / П.С. Завьялов, Ю.М. Кухтенков, Ю.А. Подвойский // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХП», 2014. – № 1(1044). – С. 204-213. – Бібліогр.: 12 назв. – ISSN 2078-774X.

Розроблені просторові математичні моделі для прогнозування низкочастотних пульсацій тиску від руху довільного числа вихрових джгутів у відсмоктуючій трубі у гідротурбині і оберненій гідромашині, а також методика побудови пульсаційних характеристик. Одержані геометричні параметри вихрових джгутів та їх інтенсивності.

Ключові слова: математична модель, пульсації тиску, відсмоктуюча труба, вихровий джгут, радіально-осьова гідротурбіна, проточна частина, пульсаційна характеристика.

Developed spatial mathematical models for predicting low-pressure fluctuations on the motion of an arbitrary number of vortex bundles in the suction pipe and the method of construction of pulse characteristics. Geometrical parameters of the vortex swirls and their intensity identified.

Keywords: the Francis turbine, a flowing part, draft tube, vortex swirl, pulsations of pressure, pulsations the characteristic, mathematical model.

УДК 621.24

С.Д. КОСТОРНОЙ, д-р техн. наук; проф. СумГУ, Сумы**МОДЕЛЬ ТЕЧЕНИЯ, УЧИТЫВАЮЩАЯ ОСОБЕННОСТИ
ГРАНИЧНЫХ УСЛОВИЙ РЕАЛЬНОЙ ЖИДКОСТИ**

Предлагается математическая модель течения идеальной жидкости, учитывающая структуру турбулентного потока и граничные условия реальной жидкости.

Ключевые слова: Уравнения Навье-Стокса, несжимаемая жидкость, турбулентное течение, существование единственности решения.

Введение

Обоснованная математическая модель течения жидкости в проточной части (ПЧ) лопастной гидравлической машины (турбины или насоса) способствует развитию методов их проектирования и определения гидродинамических параметров для целенаправленного совершенствования энергетических, кавитационных и силовых характеристик на этапе конструирования, что позволяет сократить сроки выполнения технического задания и заменить дорогостоящий физический эксперимент вычислительным.

Поток, протекающий в машине, имеет сложную пространственную структуру. Течение жидкости в общем виде поддается математическому описанию уравнениями вязкой жидкости Навье-Стокса (НС). Однако на практике пока не представляется возможным, учитывая уровень развития численных методов расчета уравнений НС и вычислительной техники, провести достаточно точный гидродинамический расчет пространственного течения жидкости как во всей машине в целом, так и в ее отдельных элементах.

Уместно отметить, что практические потребности инженерных расчетов трехмерных течений в элементах гидравлических машин позволяют в конкретных условиях вводить ряд упрощений и для практических целей использовать упрощенные модели течений, расчет которых находится в пределах возможных вычислительных возможностей.

При проектировании гидравлических машин (ГМ) турбин и насосов выбор геометрических размеров и формы проточной части (ПЧ) с учетом взаимного влияния всех элементов ПЧ для получения высоких энергетических и динамических характеристик все еще представляет собой сложную научно-техническую задачу. Она решается, в большинстве случаев, на основании опыта и интуиции конструктора с использованием упрощенных математических моделей турбулентного течения рабочей жидкости в ПЧ.

Принято считать, что наиболее рациональное решение поставленной задачи может быть получено с использованием результатов решения уравнений НС [1, 2, 3] нестационарного трехмерного движения вязкой несжимаемой жидкости, которое в векторной форме для напряжений имеет вид

$$\frac{d\vec{V}}{dt} = \vec{F} + \frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial \vec{P}_x}{\partial x} + \frac{\partial \vec{P}_y}{\partial y} + \frac{\partial \vec{P}_z}{\partial z} \right), \quad (1)$$

где $\vec{V} = V(x, y, z, t)$ – вектор скорости, \vec{F} – вектор массовых сил, ρ – плотность жидкости, $\vec{P}_x, \vec{P}_y, \vec{P}_z = P(x, y, z, t)$ – векторы напряжений в центре площадок,

обозначения которых соответствуют направлению нормалей к ним.

К трем уравнениям (1) в проекциях на оси координат дополняются уравнение неразрывности

$$\operatorname{div} \vec{V} = \frac{\partial V_x}{\partial x} + \frac{\partial V_y}{\partial y} + \frac{\partial V_z}{\partial z} = 0. \quad (2)$$

и граничные условия безотрывного обтекания и прилипания жидкости $V_n = 0$, $V_\tau = 0$.

В общем случае система уравнений (1), (2) незамкнута, так как в ней число неизвестных превышает число уравнений. Для ее решения добавляют дополнительные уравнения, связывающие возникающие в жидкости касательные и нормальные напряжения с ее скоростями, которые согласно обобщенной гипотезе Ньютона, пропорциональны соответствующим относительным скоростям и угловым деформаций жидкой частицы.

$$P_{xx} = -p + 2\mu \frac{\partial V_x}{\partial x}; \quad P_{yy} = -p + 2\mu \frac{\partial V_y}{\partial y}; \quad P_{zz} = -p + 2\mu \frac{\partial V_z}{\partial z}, \quad (3)$$

$$\left. \begin{aligned} \tau_{xy} = \tau_{yx} &= \mu \left(\frac{\partial V_y}{\partial x} + \frac{\partial V_x}{\partial y} \right) \\ \tau_{xz} = \tau_{zx} &= \mu \left(\frac{\partial V_z}{\partial x} + \frac{\partial V_x}{\partial z} \right) \\ \tau_{yz} = \tau_{zy} &= \mu \left(\frac{\partial V_y}{\partial z} + \frac{\partial V_z}{\partial y} \right) \end{aligned} \right\}, \quad (4)$$

где p – давление в вязкой жидкости; μ – коэффициент динамической вязкости.

После подстановки в (1) выражений нормальных и касательных напряжений согласно принятым гипотезам (3), (4), и считая $\mu = \text{const}$, а $\operatorname{div} \vec{V} = 0$, система уравнений движения вязкой жидкости, называемая уравнениями НС, в векторной форме имеет вид

$$\rho \frac{d\vec{V}}{dt} = \rho \vec{F} - \operatorname{grad} p + \mu \Delta \vec{V}, \quad (5)$$

где Δ – оператор Лапласа.

Дифференциальное уравнение (5) в частных производных второго порядка нелинейное. Нелинейность его обусловлена членом с конвективным ускорением $(\vec{V} \cdot \nabla) \vec{V}$. Решение векторного уравнения (5) необходимо подчинить граничному условию на поверхности тела при обтекании его потоком вязкой жидкости наряду с условием безотрывного обтекания, условию прилипания (смачивания) жидкости, т.е. нормальная и касательная составляющие скорости $V_n = 0$ и $V_\tau = 0$.

Все соображения о начальных условиях для течения невязкой (идеальной) жидкости сохраняют свою силу и для вязкой жидкости. Принципиально новым является лишь изменение граничного условия на твердых границах потока. Выполнение условия прилипания совершенно не зависит от материала поверхности и степени чистоты его обработки. Оно одинаково выполняется при обтекании поверхностей как смачиваемых, так и несмачиваемых жидкостей. Это условие является общепринятым в гидромеханике вязкой жидкости.

Анализ известных источников

Анализ возможных решений уравнений НС при полных граничных условиях показывает, что не существует такого общего решения для уравнения Лапласа, которое удовлетворяло бы двум граничным условиям для касательной и нормальной

производных потенциала на теле. Из этого следует, что безвихревое движение вязкой жидкости, удовлетворяющее уравнению движения, не удовлетворяет граничным условиям на теле. Иными словами, безвихревое течение вязкой жидкости во всей области течения, в том числе и около твердых стенок, не может существовать, т.е. уравнения НС описывают вихревое течение жидкости. Нелинейность уравнений НС и отсутствие потенциала скорости очень затрудняют их решения. До настоящего времени не разработаны общие методы решения нелинейных уравнений НС, нет общей формулировки и доказательства теорем существования и единственности [1, 4], а существуют утверждения, что они вообще неверны [5].

Необходимость удовлетворять одновременно двум граничным условиям на поверхности тела делает возможным получить точные решения этих уравнений только для простейших частных случаев, когда конвективное ускорение можно считать равным нулю. Численные методы, позволяющие решать приближенные уравнения НС в случае медленных течений, учитывают конвективное ускорение, но по величине инерционные силы очень малы по сравнению с силами вязкости. Этот подход позволяет применить гипотезу Прандтля о том, что силы вязкости в наибольшей мере проявляют себя около твердых границ тел в потоке жидкости, а на некотором удалении от этих границ они пренебрежимо малы, послужил развитию моделей теории пограничного слоя на протяжении 20-го века. Анализ этих моделей приведен в многочисленных работах.

Поскольку свойство вязкости присуще реальным жидкостям независимо от режима их движения и при переходе от ламинарного течения к турбулентному другие физические свойства не изменяются, то можно предполагать, что обобщенная гипотеза Ньютона и уравнение НС справедливы как при ламинарном, так и при турбулентном движении жидкости. Но в последнем случае использовать уравнение НС для получения каких-либо прикладных решений практически невозможно. Входящие в него мгновенные скорости и давление при турбулентных режимах являются пульсирующими величинами. Даже если эти параметры удастся найти путем решения уравнений НС, то использовать эти мгновенные значения величин в практических целях весьма затруднительно. Поэтому для турбулентного режима ставится задача отыскания усредненных во времени скоростей и давлений. Эти усредненные величины сами могут оказаться зависящими или независящими от времени.

При построении математических моделей течения жидкость рассматривается как сплошная среда. Это предположение сразу ограничивает диапазон чисел Кнудсена, в котором данный анализ является справедливым. Кроме того, из этой же гипотезы следует вывод о существовании нижнего предела масштабов длины, связанных с турбулентным движением. Например, внутренний масштаб Колмогорова по сравнению со средней длиной свободного пробега молекул должен быть больше. Для большинства, представляющих практический интерес течений, это требование выполняется.

Предположение о том, что жидкость является сплошной средой, делает ненужным рассмотрение ансамблей молекул и позволяет использовать уравнения движения, полученные НС. Обусловленное этим упрощение весьма полезно, однако необходимо сделать одно замечание, касающееся следствия такого перехода от анализа молекулярного движения жидкости к анализу сплошной среды. Задача с начальными данными в кинетической теории допускает лишь единственное решение, тогда как решение уравнений НС может быть неединственным [1]. Математические проблемы существования и единственности решений уравнений в частных производных, описывающих течения жидкости, далеки от своего завершения как для самих дифференциальных уравнений, так и для конечно-разностных аналогов. После

появления монографии Ладыженской в 1961 г., посвященной этим проблемам для стационарного течения вязкой несжимаемой жидкости, Эймсом было дано в 1965 г. изложение существа её работы [4]. Основываясь на сравнении задачи о течении несжимаемой жидкости, описываемой уравнениями НС с другими задачами, Эймс предполагает, что единственное стационарное решение существует только ниже некоторого неизвестного предельного значения числа Рейнольдса. Выше этого значения в некотором интервале чисел Re существует несколько решений и, наконец, выше некоторого другого, также неизвестного значения числа Рейнольдса, решений вообще не существует. При этом Эймс задается правомерным вопросом, справедливы ли сами стационарные уравнения НС для чисел Рейнольдса, превышающих некоторое значение, при котором возникает турбулентность.

При конечно-разностном решении этой задачи положение может ещё более усложняться из-за неясности граничных условий. Существование решения представляет собой меньшую проблему в том случае, когда расчеты ведутся по нестационарным уравнениям. Этот подход оказался наиболее успешным при решении полных уравнений для течения вязкой жидкости. Будучи уверенным в справедливости нестационарных уравнений НС, можно считать, что численное решение, полученное по физически реальным начальным условиям, имеет определенную ценность. Если же стационарного решения не существует, то, проводя нестационарные конечно-разностные расчёты, можно убедиться в этом. Может случиться, что непрерывное течение, неустойчивое по отношению к малым возмущениям, будет оставаться устойчивым при численном моделировании. Это может иметь место при крупномасштабной неустойчивости при срыве вихрей. Кроме того, внесение в полные уравнения НС приближённых допущений, которые неизбежны при их численном решении на ЭВМ, лишает уверенности в получении достоверных результатов.

Вопрос о единственности полученного численного решения вызывает большее беспокойство еще и потому, что существует много примеров многозначности стационарных решений. Наиболее очевидным примером таких течений является работа двухрежимных приборов струйной автоматики и две устойчивые ориентации вихревой нити при обтекании стенки с полусферической выемкой. Более важным примером отсутствия единственного решения, имеющем место при энергетических испытаниях гидравлических машин, является отрыв потока на профиле при одних и тех же граничных условиях. Это явление называют гистерезисом. Оно возникает на углах атаки, близких к возникновению срыва или приближения к оптимальным режимам обтекания. Картина течения в этом случае получается различной в зависимости от того, с какой стороны приближаться к данному углу атаки – со стороны меньших (досрывных) или больших (послесрывных) значений. При рассмотрении всех таких примеров, естественно возникает следующий вопрос – к какому из решений должна сходиться численная схема, если она вообще сходится к какому-либо решению? На этот вопрос пока нельзя дать определенный ответ. Если руководствоваться физическим опытом, т.е. экспериментом и интуицией, тогда для проверки получаемых решений и объяснения правомерности использованных алгоритмов, необходимо применять более строгие критерии и зависимости при разработке более совершенной математической теории или применять другие подходы к численному решению [4, 5].

Следовательно, хотя накладываемые ограничения значительно упрощают анализ, результаты технических исследований необходимо оценивать с точки зрения возможных последствий этих предположений. Если при теоретическом исследовании не принимались во внимание обнаруженные экспериментально существенные свойства явления, то нельзя рассчитывать, что такое исследование будет правильно отражать характеристики реальных течений. В частности, турбулентные течения никогда не

бывают двумерными, даже если накладываемые на них граничные условия позволяют на это надеяться. Но во всех предлагаемых коммерческих пакетах программ применяются только двумерные модели турбулентности без объяснения правомерности такой операции.

Для получения уравнений турбулентного течения используются уравнения НС, все члены которых подвергаются операции усреднения по времени. Применяемые при этом операции усреднения основаны на предположении существования для любого турбулентного потока такого интервала усреднения T , что выполненное по нему усреднение дает величину, не изменяющуюся при повторном усреднении. Интервал T должен быть достаточно большим по сравнению с максимальным периодом пульсаций, но в случае усредненного неустановившегося движения малым по сравнению с характерным для усредненного движения интервалом времени. После выполнения операции осреднения для всех членов уравнения НС с учетом уравнения неразрывности для усредненного установившегося турбулентного движения получают уравнения Рейнольдса:

$$\left. \begin{aligned} F_x - \frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x} + \nu \nabla^2 \bar{V}_x &= \bar{V}_x \frac{\partial \bar{V}_x}{\partial x} + \bar{V}_y \frac{\partial \bar{V}_x}{\partial y} + \bar{V}_z \frac{\partial \bar{V}_x}{\partial z} + \frac{\partial (\overline{V'_x V'_x})}{\partial x} + \frac{\partial (\overline{V'_x V'_y})}{\partial y} + \frac{\partial (\overline{V'_x V'_z})}{\partial z} \\ F_y - \frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial y} + \nu \nabla^2 \bar{V}_y &= \bar{V}_x \frac{\partial \bar{V}_y}{\partial x} + \bar{V}_y \frac{\partial \bar{V}_y}{\partial y} + \bar{V}_z \frac{\partial \bar{V}_y}{\partial z} + \frac{\partial (\overline{V'_x V'_y})}{\partial x} + \frac{\partial (\overline{V'_y V'_y})}{\partial y} + \frac{\partial (\overline{V'_y V'_z})}{\partial z} \\ F_z - \frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial z} + \nu \nabla^2 \bar{V}_z &= \bar{V}_x \frac{\partial \bar{V}_z}{\partial x} + \bar{V}_y \frac{\partial \bar{V}_z}{\partial y} + \bar{V}_z \frac{\partial \bar{V}_z}{\partial z} + \frac{\partial (\overline{V'_z V'_x})}{\partial x} + \frac{\partial (\overline{V'_z V'_y})}{\partial y} + \frac{\partial (\overline{V'_z V'_z})}{\partial z} \end{aligned} \right\}. \quad (6)$$

Система уравнений (6) отличается от уравнений НС не только тем, что в них входят усредненные скорости вместо мгновенных, но и наличием в них девяти новых членов, зависящих от пульсаций скорости. Представив каждый из этих членов в форме $\frac{\partial (\overline{V'_i V'_j})}{\partial x} = \frac{1}{\rho} \frac{\partial}{\partial x} (\rho \overline{V'_i V'_j})$ и т. д. видно, что в (6) наряду с членами вида $\nu \nabla^2 \bar{V}_x = \frac{1}{\rho} \mu \nabla^2 \bar{V}_x$, выражающими действие вязких напряжений, уравнения Рейнольдса содержат члены вида $\frac{1}{\rho} \frac{\partial}{\partial x} (\rho \overline{V'_i V'_j})$, которые выражают действия напряжений, присущих только турбулентному потоку. Эти напряжения, порожденные пульсациями скорости, называют турбулентными или кажущимися напряжениями, подчеркивая последним термином, что их появление в уравнениях движения есть результат формального перехода мгновенных к усредненным скоростям. Если сравнить усредненный турбулентный поток с ламинарным, эти напряжения дают отнюдь не «кажущийся» эффект, состоящий в значительном увеличении сопротивлений и соответствующем изменении профиля скорости. В турбулентном потоке полные касательные напряжения слагаются из вязких τ_μ и турбулентных τ_t , т.е. $\tau = \tau_\mu + \tau_t$, причем турбулентные напряжения выражаются формулой $\tau_i = -\rho \overline{V'_i V'_j}$ и обладают свойством взаимности $\tau_{ij} = \tau_{ji}$.

Полная совокупность турбулентных нормальных и касательных напряжений образует, по аналогии с вязкими напряжениями, симметричную матрицу турбулентных напряжений

$$\begin{bmatrix} -\rho \overline{V'_x V'_x} & -\rho \overline{V'_x V'_y} & -\rho \overline{V'_x V'_z} \\ -\rho \overline{V'_y V'_x} & -\rho \overline{V'_y V'_y} & -\rho \overline{V'_y V'_z} \\ -\rho \overline{V'_z V'_x} & -\rho \overline{V'_z V'_y} & -\rho \overline{V'_z V'_z} \end{bmatrix}. \quad (7)$$

Таким образом, в уравнениях движения появляется шесть новых членов турбулентных напряжений, для вычисления которых необходимо устанавливать связь между пульсационными и осредненными скоростями в турбулентном потоке. Эту связь устанавливают модели турбулентности, которые основаны не на законах сохранения, а на более или менее простых физических гипотезах о характере процессов турбулентности. Такие модели по мнению Лайтхилла образуют кладбище теорий, каждая из которых добавляет еще одну новую могилу, а датированное 1932 годом высказывание Г. Ламба остается актуальным и поныне: «Я старый человек и, когда после смерти попаду на небеса, то спрошу у Всевышнего две вещи: что такое квантовая электродинамика и что такое турбулентность. В отношении первого я настроен более оптимистически».

Цена, которую платят за новую упрощенную модель течения жидкости, является весьма высокой и дорогой, так как все модели турбулентности являются полуэмпирическими, а не моделями фундаментальных законов сохранения. Все уравнения динамики жидкости основаны на универсальных законах сохранения: массы, количества движения и энергии, а для получения конкретных числовых значений приближенных моделей, необходимо знать некоторые величины, определяемые на основе экспериментов, который весьма трудоемок и дорог. В общем случае турбулентная вязкость не постоянна. Она резко меняется по сечению потока или пограничного слоя от очень малых значений вблизи стенки до некоторого максимума на его половине, а затем вновь достигает минимума в центре. В настоящее время известно около ста моделей турбулентности, которые в целом делают задачу расчета турбулентного потока весьма приближенной и технически сложной. Все существующие модели турбулентности имеют недостатки, а для трехмерных течений они вообще отсутствуют и поэтому можно считать, что окончательная модель турбулентности еще не создана. Поэтому проблема решения уравнения НС в настоящее время привлекает ведущих ученых всего мира, так как в таких случаях численно решать уравнения НС нельзя.

Приближенная модель течения вязкой жидкости

Выше было показано, что уравнения движения вязкой жидкости отличаются от уравнений движения идеальной жидкости только наличием члена вида $\nu \nabla^2 \vec{V}$, учитывающего вязкость. Если допустить, что существует потенциальное течение вязкой жидкости, т.е. $V = \text{grad } \varphi$, причем в силу уравнения непрерывности $\nabla^2 \varphi = 0$, тогда $\nu \text{grad } \nabla^2 \varphi = 0$, т.е. вязкий член в уравнения движения не входит и течение вязкой жидкости описывается теми же уравнениями, что и течение идеальной жидкости. Таким образом, предположение о возможности безвихревого течения вязкой жидкости не противоречит уравнениям движения и, казалось бы, что задачу можно свести к решению уравнения Лапласа $\nabla^2 \varphi = 0$. Но помимо уравнений движения должны удовлетворяться еще и граничные условия. Для идеальной жидкости эти условия заключаются в равенстве нулю нормальной составляющей скорости на твердой неподвижной стенке. Для вязкой жидкости, кроме того, должна равняться нулю касательная к стенке составляющая скорости, т.е. $V_\tau = 0$. Первое из условий вместе с уравнением Лапласа составляет классическую задачу Неймана, для которой доказана теорема существования и единственности. Иными словами, это условие является необходимым и достаточным для того, чтобы существовало единственное решение $\varphi(x, y, z)$ уравнения $\nabla^2 \varphi = 0$. Но такое решение не удовлетворяет, вообще говоря, второму условию, тогда как для всякой реальной (вязкой) жидкости это условие обязательно выполняется. Следовательно, для течения таких жидкостей потенциал скорости не существует. Кроме того, силы вязкости не являются потенциальными, а

потому, течение вязкой жидкости вблизи твердых стенок должно быть вихревым. Тем не менее, если в частном случае воспроизвести на твердой поверхности такое же граничное условие, как и для идеальной жидкости, то движение вязкой жидкости окажется безвихревым. Оценивая качество описанной приближенной модели, которая поддается сравнительно несложному теоретическому описанию и имеет численное решение, укажем на ее ограниченность и неспособность отразить все многообразие процессов и структуры потока. В большей степени это относится к центробежным (насосным) рабочим колесам, где еще не накоплен достаточный материал из опыта для разработки уточненных моделей. Торможение потока в каналах насосных колес приводит к интенсивному нарастанию пограничного слоя и в большинстве случаев к отрыву потока от стенок, образованию зон заторможенного потока (следа), нестационарным явлениям и дополнительным потерям. Весьма заметное влияние здесь оказывают вращение канала, кривизна его стенок, а также вторичное течение.

Несколько слов о вторичных течениях. Говоря о канале рабочего колеса центробежного насоса, отметим, что на передней стенке (по ходу вращения) давление меньше, чем на задней, которая часто называется рабочей. В связи с имеющейся разницей давления в пределах пограничного слоя наблюдается течение жидкости в направлении меньшего давления по кольцевым поверхностям (дискам рабочего колеса). Образующееся таким образом вторичное течение влияет как на основной поток, так и на течение в пограничном слое на рабочей и тыльной сторонах лопасти. Ясно, что теоретическая модель, разделяющая поток на три течения (ядро потока, пограничные слои на поверхности лопастей, вторичные течения), чтобы быть эффективной, нуждается в непрерывном пополнении данных, полученных из опыта по зондированию потока в ядре, так и в пристеночных областях.

Сейчас нет недостатка в попытках построить замкнутую теорию турбулентности, основанную на результатах использования уравнений Больцмана [6].

Однако природа турбулентности такова, что ожидать быстрого решения этой задачи, используя физические методы и методы статистического анализа, едва ли было бы обоснованным. В отличие от тех задач, с которыми встречается молекулярная физика, теория турбулентности имеет дело с беспорядочно перемещающимися массами вихревого течения различных размеров, а пути их применения сравнимы с размерами перемещающихся масс. Это приводит к крайнему усложнению проблемы. Поэтому тем более надо приветствовать каждый новый шаг в данном направлении.

Означает ли такая не очень оптимистическая точка зрения на современное состояние турбулентности, что проблема турбулентности находится в застое? Думаю, что такая оценка была бы неправильной.

С турбулентностью мы встречаемся всюду: и в технике, и в физике, и в астрофизике, и геофизике – и, наверное, ни одну машину, ни один процесс, связанный с течением жидкости, газа или плазмы, нельзя было бы осуществить, если бы мы совсем не знали основных закономерностей турбулентного течения. И эти закономерности изучаются сейчас все более и более широким фронтом.

Экспериментальные данные обобщаются при помощи современных методов механики и математики. Для изучения турбулентности используется богатый арсенал физических приборов и методов [7]

Состояние проблемы турбулентности в настоящее время можно охарактеризовать как период зрелости этой науки. Накапливается и обобщается большой фактический материал, строятся практические приемы использования этих данных и создается основа для будущей стройной теории турбулентности течения.

Существенным различием течения вязкой и идеальной жидкости является также и то, что линию тока нельзя заменять твердыми поверхностями, как это можно делать

для идеальной жидкости. Благодаря прилипанию частиц жидкости к твердой поверхности вблизи нее образуется область, называемая пограничным слоем, где осуществляется переход от нулевых значений скорости на поверхности к их значениям в невозмущенном потоке. В связи с этим замена свободной линии тока твердой поверхностью в вязкой жидкости ведет к резкому изменению кинематической структуры течения. Поэтому особое место в числе задач, решаемых приближенными методами, могут занимать те, в которых можно разделить поле течения вязкой жидкости на две характерные области: внешнюю, где влияние вязкости мало и поток можно приближенно считать квазипотенциальным, в котором течение вихревое, но выполняется условие

$$\bar{V} \operatorname{rot} \bar{V} = V_1 \Omega_1 + V_2 \Omega_2 + V_3 \Omega_3 = 0, \quad (8)$$

и пристенную, называемую пограничным слоем, где существенно проявление вязкости, а условие прилипания $V_\tau = 0$ обеспечивается непрерывным вихревым слоем, который назовем присоединенным. Интенсивность такого слоя определяется величиной скорости на обтекаемой поверхности, а индуцируемая им скорость условием прилипания.

Выводы

Догадка предшествует доказательству.

Список литературы: 1. Темам Р. Уравнения Навье-Стокса. Теория и численный анализ [Текст]: в 2 ч. / Р. Темам. – М.: Мир, 1981. – 408 с. 2. Численные методы исследования течения вязкой жидкости [Текст] / А.Д. Госмен, В.М. Пан, А.К. Ранчел и др. – М.: Мир, 1972. – 322 с. 3. Роуч П. Вычислительная гидродинамика [Текст] / П. Роуч. – М.: Мир, 1980. – 698 с. 4. Ладыженская О.А. Математические вопросы динамики вязкой несжимаемой жидкости. [Текст] / О.А. Ладыженская. – М.: Наука, 1970. – 288 с. 5. Ames W.F. Nonlinear partial differential equations in engineering [Text] / W.F. Ames. – New York: Academic Press, 1965. – 120 p. 6. Косторной С.Д. Методологические аспекты остроения моделей турбулентности при численном решении уравнений Рейнольдса [Текст] / С.Д. Косторной, А.К. Давиденко, А.С. Косторной // Труды 10-й Международной научно-технической конференции «Герметичность, вибронадежность экологическая безопасность насосного и компрессорного оборудования». – Сумы: СумГУ, 2002. – Т. 2. – С.229-240. 7. Брэдшоу П. Введение в турбулентность и ее измерение [Текст] / П. Брэдшоу; перевод с англ. А.Ф. Алымова, В.В. Альтова, В.С. Войтешонка и др., ред. Г.С. Глушко. – М.: Мир, 1974. – 270 с.

Поступила в редколлегию 30.09.13

УДК 621.24

Модель течения, учитывающая особенности граничных условий реальной жидкости [Текст] / С.Д. Косторной // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХПІ», 2014. – № 1(1044). – С. 214-221. – Бібліогр.: 7 назв. – ISSN 2078-774X.

Пропонується математична модель течії ідеальної рідини, яка враховує структуру турбулентного потоку і крайові умови реальної рідини.

Ключові слова: рівняння Нав'є-Стокса, нестискувана рідина, турбулентна течія, існування єдиного розв'язку.

The mathematical model of an ideal fluid, which takes into account the structure of the turbulent flow and the boundary conditions of a real fluid is proposed.

Keywords: Navier-Stokes equations, incompressible fluid, turbulent flow, the existence of uniqueness of solution.

УДК 622.276.054(075)

А.И. ЦЕНЦИПЕР, канд. техн. наук; доц. НТУ «ХПИ»;
М.В. ЗЕЛЕНСКИЙ, студент НТУ «ХПИ»

БЕЗОПАСНОСТЬ И ТЕХНИКА ЗАЩИТЫ ФОНТАННЫХ СКВАЖИН

В статье подробно освещены вопросы, связанные с расчётом автономных предохранительных клапанов-отсекателей, применяемых для защиты высокодебитных скважин от открытых выбросов и фонтанов в процессе добычи нефти и газа. Даны рекомендации по выбору клапанов с заплопными и шаровыми затворами. Представлена экспериментальная диаграмма настройки клапанов-отсекателей обоих типов на закрытие. Разработана номограмма для определения параметров, при которых происходит их срабатывание.

Ключевые слова: скважина, автономный клапан-отсекатель, пакер, критический дебит, настройка на закрытие.

Введение

Проблема защиты высокодебитных скважин не нова, поэтому с начала 60-х годов прошлого столетия в практике американских нефтяных компаний, а с середины 70-х годов и в СССР, прежде всего в Западной Сибири, при эксплуатации **высокодебитных нефтяных и газовых скважин** стали широко применяться различные предохранительные системы безопасности. Эти системы могут быть разделены на 3 категории.

I-ая категория – внутрискважинные (подземные) предохранительные системы. Они включают в себя пакер и предохранительный клапан-отсекатель (КО) автономного действия или дистанционно управляемого с поверхности. Пакер устанавливается над продуктивным пластом и служит для постоянного разобщения зон затрубного пространства выше и ниже его.

II-ая категория – это устьевые предохранительные системы. Они представляют собой нормально открытые клапаны, устанавливаемые в районе устья действующей скважины в линии потока добываемой продукции. Управление клапанами также автономное или дистанционное.

III-я категория – магистральные наземные предохранительные системы. Они включают в себя ряд двусторонних КО, чаще всего автономного действия, встраиваемых с определённым интервалом на протяжённых шлейфах высокодебитных фонтанирующих скважин, а также на сборных и вспомогательных линиях, обеспечивая их перекрытие при порыве.

Ключевым элементом в этих системах является предохранительный КО, который должен быть настроен и отрегулирован таким образом, чтобы он оставался постоянно открытым при нормальной работе фонтанной скважины.

При фонтанной эксплуатации для каждой нефтяной или газовой скважины периодически устанавливают оптимальный дебит, величина которого зависит от условий работы продуктивного пласта месторождения. Если такую скважину с постоянным режимом эксплуатации предполагается оснастить автономным предохранительным КО, то, прежде всего, задаются критическим дебитом (или дебитом закрытия), при достижении которого клапан должен надёжно перекрыть скважину. Разность между критическим дебитом $Q_{кр}$ и оптимальным $Q_{опт}$, отнесенная к оптимальному, представляет собой коэффициент безопасности скважины

© А.И. Ценципер, М.В. Зеленский, 2014

$$K = \frac{Q_{кр} - Q_{опт}}{Q_{опт}} \cdot 100\% .$$

Выбор величины коэффициента безопасности, т.е. выбор величины критического дебита при назначенном оптимальном, является важным фактором.

Комплекс оборудования для защиты фонтанных скважин

Все предохранительные КО можно разделить на два класса: автономные (самодействующие) и управляемые с поверхности. Вследствие простоты конструкции, высокой надёжности и экономичности автономные предохранительные КО получили наибольшее распространение. Типовая схема компоновки автономного предохранительного КО в скважине представлена на рис. 1.

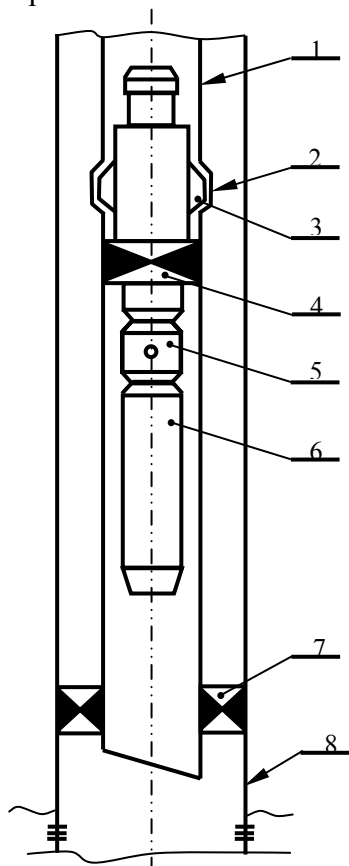


Рис. 1 – Схема компоновки автономного КО в скважине: 1 – НКТ; 2 – посадочный ниппель; 3 – замковое устройство; 4 – уплотнение замкового устройства; 5 – уравнительный клапан; 6 – автономный предохранительный КО; 7 – пакер; 8 – эксплуатационная колонна

После спуска в скважину колонны насосно-компрессорной трубы (НКТ) 1 с заранее встроенным посадочным ниппелем 2 и пакером 7 происходит закрепление пакера в эксплуатационной колонне 8 и обеспечивается герметизация затрубного пространства скважины. Затем в НКТ 1 с помощью канатной техники на проволоке или канате спускается единая компоновка: замковое устройство 3 с уплотнением 4, уравнительный клапан 5 и автономный КО. Эта компоновка закрепляется в посадочном ниппеле 2 с тем, чтобы скважинная среда проходила только через внутренний проход затвора в клапане 6. В дальнейшем скважина осваивается и выводится на заданный технологический режим фонтанирования.

Для повторного открытия предохранительного КО используется уравнительный клапан 5, который управляется уравнительным штоком, спускаемым с помощью канатной техники. Уравнительный клапан выравнивает давление под закрытым предохранительным КО и над ним, в результате чего он открывается. Независимо от конструкции КО и типа используемого в нём затвора контроль за работой управляемых предохранительных КО осуществляется с поверхности. В общем виде управляемые предохранительные КО представляют собой

систему состоящую из наземного управляющего блока, устанавливаемого на расстоянии 30–50 м от устья фонтанной скважины, и подземного блока – исполнительного механизма, который встраивается в скважине на определённой глубине. Управление подземным блоком осуществляется с помощью контрольной линии гидравлического или пневматического трубопровода, размещаемого в затрубном пространстве скважины. В качестве контрольного трубопровода используются безмуфтовые тонкостенные трубки из нержавеющей марок сталей диаметром 6–10 мм.

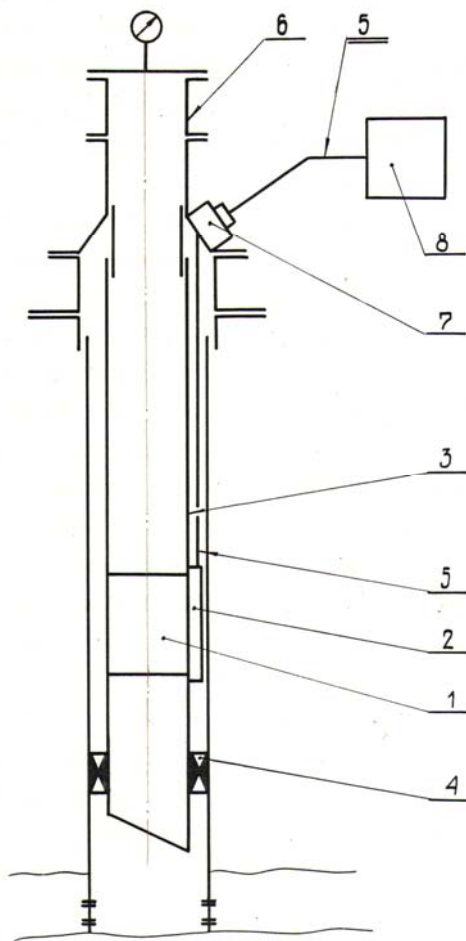


Рис. 2 – Схема компоновки управляемого КО в скважине:
 1 – управляемый КО; 2 – посадочный ниппель;
 3 – НКТ; 4 – пакер; 5 – контрольный трубопровод; 6 – фонтанная арматура;
 7 – уплотнительное устройство; 8 – блок управления

Типовая схема компоновки управляемого КО представлена на рис. 2. Предохранительный КО вставного типа 1 устанавливается в посадочном ниппеле 2, соединённом с НКТ 3 на определённой глубине. В этом случае управляемый КО 1 и пакер 4 спускают в скважину вместе с НКТ. Одновременно со спуском НКТ производят спуск контрольного трубопровода 5, который закрепляется на НКТ специальными хомутами и через переводную катушку в трубной головке фонтанной арматуры 6 и уплотнительное устройство 7 выводится на поверхность, где соединяется с блоком управления 8. Из блока управления 8 в контрольном трубопроводе 5 создается определённое давление, которое удерживает затвор управляемого КО в открытом положении.

При нарушении нормального технологического режима скважины или аварийной ситуации на устье избыточное давление в контрольном трубопроводе снимается и клапан перекрывает лифтовые НКТ. Для повторного открытия в блоке управления 8 вновь создаётся избыточное давление, которое производит открытие КО.

Методология расчёта автономных КО с захлопным затвором

Настройка клапана на закрытие при разном дебите фонтанирующей скважины происходит изменением $d_{шт}$ - внутреннего диаметра калиброванного штуцера, жёсткости пружины и количества подкладочных колец. Автономные КО дифференциального типа как с захлопными, так и с шаровыми затворами закрываются в результате воздействия критического дебита, который проходит через калиброванный сменный штуцер и создает критический перепад давления скважинной среды на нём

$$\Delta P_{кр} = P_2 - P_1,$$

где P_1, P_2 – давление над и под штуцером соответственно.

В результате на штуцере (и связанным с ним подвижным звеном КО) возникает осевая сила N , которая действует снизу вверх на эффективную кольцевую площадь штуцера f

$$N = \Delta P_{кр} \cdot f, \quad \text{здесь } f = \frac{\pi}{4} (d_b^2 - d_{шт}^2),$$

где d_b – внешний диаметр уплотнения штуцера; $d_{шт}$ – внутренний диаметр штуцера.

Осевой силе N противодействует сила упругости пружины, сила трения подвижного звена и его вес. Тогда условием закрытия КО будет следующее неравенство

$$\Delta P_{кр} \cdot f \geq Z \cdot L + F_{тр} + P_{в},$$

где $\Delta P_{кр}$ – критический перепад давления на клапане при критическом дебите; f – эффективная площадь подвижного звена; Z – жёсткость пружины; L – длина хода подвижного звена, при достижении которого происходит закрытие; $F_{тр}$ – сила трения подвижного звена; $P_{в}$ – вес подвижного звена.

Для настраивания КО на критический дебит, при котором он должен закрыться, необходимо пользоваться номограммой «критический дебит - критический перепад давления». Она учитывает исходные параметры скважины на глубине установки КО: дебит, давление, температура, плотность флюида, газовый фактор и др. Например, для конкретного типоразмера автономного предохранительного КО такая номограмма имеет следующий вид (рис. 3).

Она устанавливает связь между критическим дебитом $Q_{кр}$, внутренним диаметром сменного калиброванного штуцера d , усилием пружины (жёсткость Z и число подкладочных колец: 0, 1, 2, 3, 4) и критическим перепадом давления $Q_{кр}$, которое возникает на штуцере. Номограмма строится при испытаниях КО на пресной воде. Поэтому сначала необходимо превратить критический дебит $Q_{кр}$ продукции скважины к эквивалентному объёму пресной воды $Q_{эк}$, который вызвал бы аналогичный перепад давления на штуцере

$$Q_{эк} = Q_{кр} \sqrt{\rho g},$$

где ρ - плотность продукции (смеси) скважины на глубине установки КО.

Относительно определения величин критического дебита $Q_{кр}$ и критического перепада давления ΔP на штуцере. Безусловно, определение этих величин зависит от вида продукции скважины (нефть, газ, газоконденсат), её давления и температуры на глубины установления ЗКВ. Если это нефть, то необходимо учитывать состав товарной нефти и её физические свойства, такие как плотность, газо-нефтяной та жидкостно-нефтяной факторы. Если это газ или газоконденсат, то это - относительная плотность газа, коэффициент сжимаемости газа и коэффициент газодинамических потерь.

Настройка КО на закрытие производится следующим образом. Для этого на оси ординат необходимо отложить при заданном коэффициенте безопасности величину критического дебита $Q_{кр}$, из этой точки восстановить перпендикуляр до пересечения с кривыми штуцеров, при этом определится жёсткость пружины Z , число подкладочных колец S и внутренний диаметр калиброванного штуцера $d_{шт}$. С целью получению минимального перепада давления $\Delta P_{кр}$ выбирают максимальный внутренний диаметр штуцера (см. пример, выделенный пунктиром на рис. 3). Далее из точки пересечения необходимо провести перпендикуляр до пересечения с осью абсцисс, на которой определится величина перепада давления $\Delta P_{кр}$ на штуцере КО при заданном критическом дебите $Q_{кр}$.

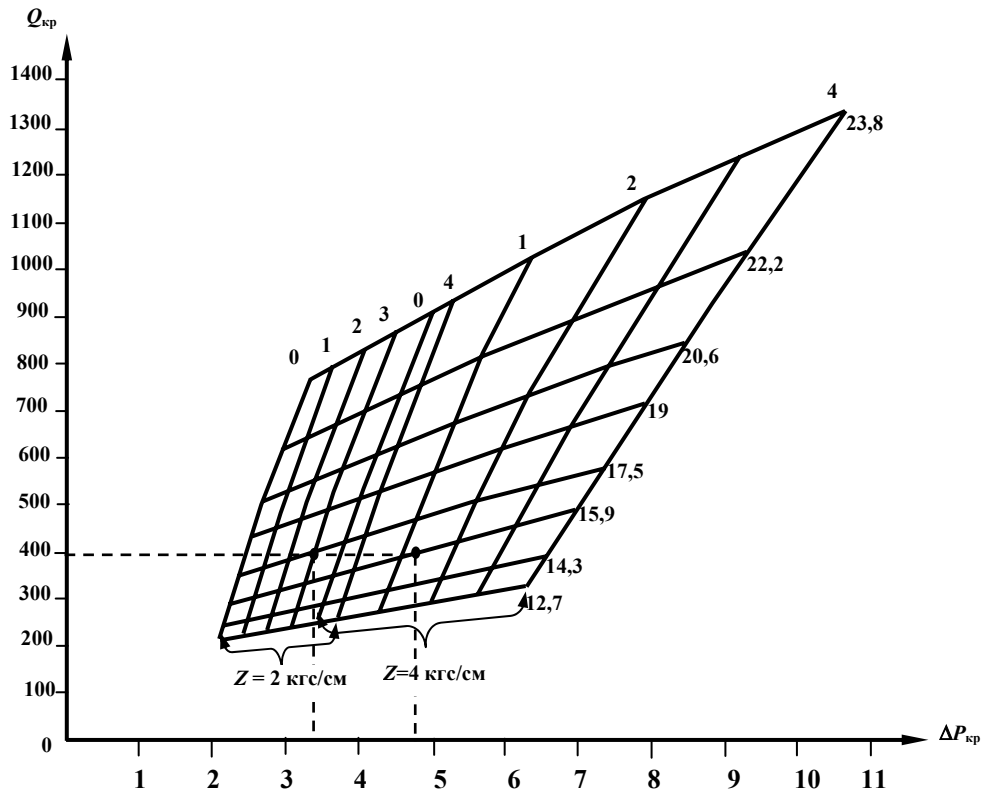


Рис. 3 – Номограмма настройки автономного КО

Методология расчёта автономных КО с шаровым затвором

Настройка клапана на закрытие при разном дебите фонтанной скважины происходит изменением внутреннего диаметра сменного калиброванного штуцера $d_{шт}$, жёсткости пружины и числа подкладочных колец. Специфика работы шарового затвора в КО имеет принципиальное отличие от захлопочного. Она заключается в том, что величина прохода в захлопочном затворе определяется внутренним диаметром установленного сменного калиброванного штуцера $d_{шт}$ и является величиной постоянной при расчете перепада давления, которое возникает на штуцере при прохождении через него скважинной среды (открытое положение). При этом длина хода подвижного звена L ограничена лишь реальной длиной пружины, её жесткостью Z и количеством подкладочных колец, и может быть выбрана такой, чтобы при кратковременных всплесках дебита в скважине не происходило преждевременное закрытие КО. Поэтому КО с захлопочным затвором может настраиваться в достаточно широком диапазоне коэффициента безопасности.

Сложнее происходит процесс закрытия в шаровых затворах. Величина прохода в шаровом затворе также, как и в захлопочном, определяется внутренним диаметром установленного сменного штуцера $d_{шт}$. Разница заключается в том, что шар содержит в себе проходное отверстие d и одновременно служит запорным органом отверстия в рабочем седле, с которым он постоянно связан.

В определенный момент проходное сечение в рабочем седле станет эквивалентно меньшим прохода в штуцере $d_{шт}$ и тогда перепад давления возникает уже не на штуцере, а на шаре. Как следствие, это может привести к быстрому росту критического перепада давления и быстрому закрытию КО. Поэтому при расчете критического перепада давления, в отличие от захлопочного, он не может быть принят

за постійну величину. Для цього необхідно розрахувати величини довжини ходу шара $L_{ш}$ і проходного сечення, по досягненні яких здійсниться закриття клапана.

Остаточною суммарною площею проходного сечення шарового затвора буде рівна

$$F = \frac{d_k^2}{8} \left[\frac{\pi \cdot \arccos\left(\operatorname{tg} \frac{\varphi}{2}\right)}{90^\circ} - \sin\left(2 \arccos\left(\operatorname{tg} \frac{\varphi}{2}\right)\right) \right] (1 + \cos \varphi).$$

З формули видно, що при заданому значенні діаметра проходу в робочому седлі d площа сечення шарового затвора F залежить тільки від кута повороту шара φ .

Висновки

Більшій увазі заслуговують дослідження та спостереження за роботою автономних захисних КО різних конструкцій і їх широке впровадження на нафтогазових родовищах Західної Сибіри і інших регіонів рекомендується виробляти наступну налаштування:

- КО з запірними затворами для скважин з нестабільним режимом роботи використовувати коефіцієнт безпеки $K = 20\%$ і вище;

- КО з шаровими затворами для скважин з постійним добовим дебітом використовувати коефіцієнт безпеки $K =$ не більше $(10-15)\%$.

Список літератури: 1. *Ценципер, А.І.* Безпечна експлуатація високодебітних нафтогазових свердловин [Текст] / А.І. Ценципер // Нафтова і газова промисловість. – Київ, 2010. – № 6. – С. 60-63. 2. Оборудование для предотвращения открытых фонтанов нефтяных и газовых скважин [Текст] / Ю.В. Зайцев, Р.А. Максудов, Х.Ф. Асфандияров. – М.: Недра, 1973. 3. Multiphase flow of Gas, Oil and Water through vertical Flow Strings with Application to the Design of Gas-Lift Installations [Text] / F.H. Poettman, P.G. Carpenter // Translation. American Petroleum Institute (API). – 1952. – P. 257-317. 4. *Ценципер, А.І.* Визначення проходного перерізу в кульових затворах [Текст] / А.І. Ценципер // Нафтова і газова промисловість. – Київ, 2006. – № 2. – С. 28-29.

Поступила в редакцію 07.10.13

УДК 622.276.054(075)

Безопасность и техника защиты высокодебитных фонтанных скважин [Текст] / А.И. Ценципер, М.В. Зеленский // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХПІ», 2014. – № 1(1044). – С. 222-227. – Бібліогр.: 4 назв. – ISSN 2078-774X.

У статті докладно висвітлено питання, пов'язані з розрахунком автономних запобіжних клапанів-відсікачів, застосовуваних для захисту високодебітних свердловин від відкритих викидів і фонтанів у процесі видобутку нафти і газу. Дано рекомендації з вибору клапанів із запірними та кульовими затворами. Представлено експериментальну діаграму налаштування клапанів обох типів на закриття. Розроблено номограму для визначення параметрів, при яких відбувається спрацювання.

Ключові слова: свердловина, автономний запобіжний клапан-відсікач, пакер, критичний дебіт, налаштування на закриття.

In article the questions connected with calculation of autonomous safety valves, applied to protection high production wells from open emissions and fountains in process to an oil recovery and gas are taken in detail up. Recommendations for choice autonomous safety valves with flapper or with spherical shutters are given. The experimental diagram of adjustment of safety valves of both types on closing is presented.

Keywords: well, autonomous safety valve, packer, critic flow, experimental diagram, monogram for definition of parameters.

УДК 62.522

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

АЛГОРИТМ ОЦЕНКИ ПАРАМЕТРИЧЕСКОЙ НАДЕЖНОСТИ ГИДРОПНЕВМОАГРЕГАТОВ

Рассмотрены вопросы расчета параметрической надежности гидropневмоагрегатов. Предложен обобщенный алгоритм расчета параметрической надежности гидropневмоагрегатов в среде программного обеспечения *MathCad*, что позволяет по результатам расчета обоснованно принимать прогрессивные конструктивные и технологические решения для повышения надежности элементов, гарантируя тем самым оптимальные показатели новой конструкции.

Ключевые слова: параметрическая надежность, математическое ожидание, среднее квадратическое отклонение, квантиль нормального распределения.

Введение

Проектирование сложных гидро- и пневмоагрегатов немыслимо без учета и анализа надежности. Недостаточная надежность может привести не только к чрезмерным эксплуатационным издержкам (ремонт и восстановление), но и к более тяжким последствиям (невыполнение задачи, опасные ситуации, аварии).

Математической основой теории надежности являются теория вероятностей и математическая статистика, математическая логика, теория случайных процессов, теория массового обслуживания, теория информации, теория планирования эксперимента и другие математические дисциплины.

Практические расчеты в теории надёжности зачастую сводятся к большим аналитическим исследованиям, которые иногда требуют основательных знаний математики и статистики [1]. Благодаря развитию компьютерной техники и применению программных средств появилась возможность существенно упростить порядок расчета и сократить время на его выполнение.

Постановка задачи

Изменение выходных функциональных параметров гидropневмоагрегатов в процессе эксплуатации, связанное с изменением внутренних структурных параметров и технического состояния деталей и узлов, может быть оценено параметрической надежностью. Она определяется вероятностью невыхода за пределы технических условий функциональных параметров агрегата в процессе отработки установленного ресурса (ресурса до первого ремонта или межремонтного). Такая оценка может быть также произведена по результатам ресурсных испытаний агрегатов или по результатам систематического контроля их параметров в эксплуатации при внедрении прогрессивных методов технического обслуживания и ремонта по техническому состоянию.

Метод расчета

Для определения вероятности нахождения функциональных параметров агрегата в пределах технических условий в период отработки установленного ресурса может быть использована следующая методика, применяемая на ряде предприятий-разработчиков агрегатов авиационного гидропривода [2]. Суть ее заключается в следующем.

Пусть выходные параметры гидравлического агрегата: $z_1(t), z_2(t), \dots, z_k(t)$. При контроле этих параметров в моменты времени t_1, t_2, \dots, t_p для группы из N агрегатов

© Н.Н. Фатева, 2014

получена следующая матрица значений параметров:

$$Z = \begin{pmatrix} z_{1i}(t_0), z_{1i}(t_1), \dots, z_{1i}(t_p); \\ z_{2i}(t_0), z_{2i}(t_1), \dots, z_{2i}(t_p); \\ \dots \\ z_{ki}(t_0), z_{ki}(t_1), \dots, z_{ki}(t_p), \end{pmatrix} \quad (1)$$

где $i = \overline{1, N}$.

Для значений z_1, z_2, \dots, z_k в каждом временном сечении t_1, t_2, \dots, t_p необходимо дать оценки математического ожидания и среднего квадратического отклонения:

$$\left. \begin{aligned} \bar{z}_1(t_j) &= \frac{1}{n_{1j}} \sum_{i=1}^{n_{1j}} z_{1i}(t_j); \\ \bar{z}_2(t_j) &= \frac{1}{n_{2j}} \sum_{i=1}^{n_{2j}} z_{2i}(t_j); \\ \dots \\ \bar{z}_k(t_j) &= \frac{1}{n_{kj}} \sum_{i=1}^{n_{kj}} z_{ki}(t_j); \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

$$\left. \begin{aligned} s_{z_1}^2(t_j) &= \frac{1}{n_{1j} - 1} \sum_{i=1}^{n_{1j}} [z_{1i}(t_j) - \bar{z}_1(t_j)]^2; \\ s_{z_2}^2(t_j) &= \frac{1}{n_{2j} - 1} \sum_{i=1}^{n_{2j}} [z_{2i}(t_j) - \bar{z}_2(t_j)]^2; \\ \dots \\ s_{z_k}^2(t_j) &= \frac{1}{n_{kj} - 1} \sum_{i=1}^{n_{kj}} [z_{ki}(t_j) - \bar{z}_k(t_j)]^2, \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

где n_{lj} – число значений параметра z_l , измеренных в данном временном сечении t_j при $l = 1, 2, \dots, k$.

По полученным оценкам вычисляют вероятности соответствия выходных параметров агрегата заданным требованиям, полагая, что распределение параметров агрегата подчиняется нормальному закону:

$$\left. \begin{aligned} P_{1j} &= P[z_1^H \leq z_1(t_j) \leq z_1^B] = F_0 \left[\frac{z_1^B - \bar{z}_1(t_j)}{s_{z_1}(t_j)} \right] - F_0 \left[\frac{z_1^H - \bar{z}_1(t_j)}{s_{z_1}(t_j)} \right]; \\ P_{2j} &= P[z_2^H \leq z_2(t_j) \leq z_2^B] = F_0 \left[\frac{z_2^B - \bar{z}_2(t_j)}{s_{z_2}(t_j)} \right] - F_0 \left[\frac{z_2^H - \bar{z}_2(t_j)}{s_{z_2}(t_j)} \right]; \\ \dots \\ P_{kj} &= P[z_k^H \leq z_k(t_j) \leq z_k^B] = F_0 \left[\frac{z_k^B - \bar{z}_k(t_j)}{s_{z_k}(t_j)} \right] - F_0 \left[\frac{z_k^H - \bar{z}_k(t_j)}{s_{z_k}(t_j)} \right]; \end{aligned} \right\}$$

Таблица 1

Измеренные параметры насоса при проведении подконтрольной эксплуатации

Наработка установки, ч	Номер установки	Значения параметров насоса		
		$z_1, \text{см}^3/\text{с}$	$z_2, \text{МПа}$	$z_3, \text{см}^3/\text{с}$
0	1	670	2,41	1,12
	2	668	2,32	1,20
	3	663	2,34	1,09
	4	665	2,45	1,05
1000	1	668	2,40	1,70
	2	666	2,30	1,83
	3	660	2,31	1,63
	4	664	2,41	1,55
2000	1	664,5	2,40	1,83
	2	662	2,29	1,94
	3	657	2,31	1,75
	4	661,5	2,40	1,80
4000	1	660	2,39	1,95
	2	657	2,27	2,02
	3	655	2,29	1,85
	4	657	2,38	2,05
6000	1	655	2,38	2,10
	2	653	2,26	2,12
	3	652	2,27	2,02
	4	654	2,36	2,21

Результаты расчета

Результаты расчетов вероятности нахождения функциональных параметров насоса в пределах технических условий в период отработки установленного ресурса получены в среде программного обеспечения *MathCad* и приведены в табл. 2.

Таблица 2

Результаты расчетов

Наработка установки, ч	Оценка математического ожидания параметра			Оценка среднего квадратического отклонения параметра			Квантиль нормального распределения		
	$\bar{z}_1, \text{см}^3/\text{с}$	$\bar{z}_2, \text{МПа}$	$\bar{z}_3, \text{см}^3/\text{с}$	$s_{z1}, \text{см}^3/\text{с}$	$s_{z2}, \text{МПа}$	$s_{z3}, \text{см}^3/\text{с}$	$\frac{z_1^H - \bar{z}_1}{s_{z1}}$	$\frac{z_2^B - \bar{z}_2}{s_{z2}}$	$\frac{z_3^B - \bar{z}_3}{s_{z3}}$
0	666,5	2,38	1,115	3,11	0,061	0,064	-5,306	1,967	18,52
1000	664,5	2,355	1,678	3,42	0,058	0,119	-4,24	2,5	5,23
2000	661,25	2,35	1,83	3,123	0,058	0,08	-3,602	2,586	5,875
4000	657,25	2,33	1,97	2,06	0,061	0,089	-3,519	2,787	3,71
6000	653,5	2,32	2,113	1,29	0,061	0,078	-2,71	2,951	2,397

Примечание. Для параметров, которым заданы допустимые верхние границы, принимается $\frac{z_i^H - \bar{z}_i}{s_{z_i}} = -\infty$;

для параметров, которым заданы допустимые нижние границы, принимается $\frac{z_i^B - \bar{z}_i}{s_{z_i}} = -\infty$.

Анализ полученных результатов

В соответствии с таблицами параметров нормального распределения [3] по значениям квантилей нормального распределения находим вероятности невыхода параметров агрегата за пределы технических условий для различной наработки (таблица 3).

Вероятность невыхода параметров агрегата за пределы технических условий

Наработка установки, ч	Вероятность нахождения параметров насоса в заданных пределах		
	P_{z1}	P_{z2}	P_{z3}
0	0,99999995	0,9755	0,999999999
1000	0,99999	0,9913	0,999999993
2000	0,99985	0,9952	0,999999995
4000	0,9998	0,99735	0,9999
6000	0,9967	0,99815	0,99175

Анализ полученных результатов указывает на высокую параметрическую надежность гидронасоса, проходившего подконтрольную эксплуатацию.

Выводы

Если полученные результаты не удовлетворяют техническим условиям, то производится корректировка исходных данных. При этом, поскольку известна структура формирования показателей надежности, можно указать оптимальные варианты – за счет каких элементов и насколько необходимо изменить исходные параметры (материалы, смазку, размеры и конструкцию агрегата и т.п.) [4].

Оценка параметрической надежности гидропневмоагрегатов позволяет осуществить рациональный выбор конструктивной схемы и параметров, подобрать соответствующие материалы и элементы реализаций схем.

Оперативный и достоверный анализы надежности элементов гидропневмоагрегатов позволяют обоснованно принимать прогрессивные конструктивные и технологические решения для повышения надежности элементов, гарантируя тем самым оптимальные показатели новой конструкции.

Список литературы: 1. Справочник по прикладной статистике [Текст] / под ред. Э. Ллойда, У. Ледермана – М.: Финансы и статистика, 1989. – 525 с. 2. Надежность гидравлических систем воздушных судов [Текст] / под ред. Т.М. Башты – М.: Транспорт, 1986. – 279 с. 3. Шор, Я.Б. Таблицы для анализа и контроля надежности [Текст] / Я.Б. Шор, Ф.И. Кузьмин – М.: Сов. радио, 1969. – 284 с. 4. Проников, А.С. Надежность машин / А.С. Проников. – М.: Машиностроение, 1978. – 592 с.

Поступила в редколлегию 04.10.13

УДК 62.522

Алгоритм оценки параметрической надежности гидропневмоагрегатов [Текст] / Н.Н. Фатеева // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХП», 2014. – № 1(1044). – С. 228-232. – Бібліогр.: 4 назв. – ISSN 2078-774X.

Розглянуто питання розрахунку параметричної надійності гідропневмоагрегатів. Запропоновано узагальнений алгоритм розрахунку параметричної надійності гідропневмоагрегатів в середовищі програмного забезпечення *Mathcad*, що дозволяє за результатами розрахунку обґрунтовано приймати прогресивні конструктивні і технологічні рішення для підвищення надійності елементів, гарантуючи тим самим оптимальні показники нової конструкції.

Ключові слова: параметрична надійність, математичне очікування, середнє квадратичне відхилення, квантиль нормального розподілу.

The questions of calculation of parametric reliability of hydropneumounits are considered. The generalized algorithm of calculation of parametric reliability of hydropneumounits is offered in the environment of *Mathcad* software, that allows on results a calculation grounded to accept progressive structural and technological decisions for the increase of reliability of elements, thus ensuring the optimum indexes of new construction the same.

Keywords: parametric reliability, expected value, average quadratic deviation, quantile of normal distribution.

УДК 621.3.013.22

Е.И. БАРИЛЮК, аспирант Национального авиационного университета, Киев

РОЛЬ ДЕМПФИРОВАНИЯ В СНИЖЕНИИ СКОРОСТИ ИЗНОСА УПЛОТНИТЕЛЬНЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ МАЛОГАБАРИТНОГО ЭЛЕКТРОМАГНИТНОГО КЛАПАНА

Показано зависимость рабочих характеристик затворного узла электромагнитного клапана с уплотнением металл по металлу от наличия демпфирования кинетической энергии элементов подвижной системы трубопроводной арматуры. Рассчитан коэффициент динамичности в малогабаритных электромагнитных пневмоклапанах. Проведено экспериментальное исследование зависимости износа от наличия демпфирования в затворном узле. Для визуализации деформации проведено численное моделирование износа элементов перекрывного уплотнения. В результате получена картина деформации золотника и седла при условии нагружения уплотнительной пары с демпфированием в затворном узле и без него.

Ключевые слова: пневмоклапан, уплотнение, трубопроводная арматура, демпфирование.

Введение

Пневмо- и гидроклапаны с электромагнитным приводом (ЭМК) являются устройствами для реализации управляемого движения рабочего тела в системах оборудования космических и авиационных летательных аппаратов.

Разработка рациональных конструкций затворов арматуры высокого давления в первую очередь связана с решением проблем циклической прочности и герметичности уплотнительного контакта. Одновременное их обеспечение на требуемом уровне является задачей оптимального выбора параметров затворов арматуры. Минимизация отношения максимальных значений напряжений и контактного давления является важной задачей для уменьшения вероятности отказа изделий запорной арматуры.

Отличительной чертой взаимодействия элементов подвижной части ЭМК являются значительные динамические нагрузки и высокая скорость изменения начального состояния этих элементов, что часто заканчивается отказами ЭМК. Практика эксплуатации и анализ причин аварийных ситуаций, имевших место на объектах промышленности, свидетельствуют, что количество событий, связанных с неисправностью арматуры, составляет около 35 % от общего количества [1].

Одним из путей повышения надежности запорной арматуры является рассеяние кинетической энергии подвижной системы клапана, что обеспечивается использованием в конструкции клапана демпферного элемента. В основу положена гипотеза о преимущественном влиянии удельной потенциальной энергии изменения формы. Так, опасное состояние материала при сложном напряженном состоянии наступает тогда, когда удельная потенциальная энергия изменения формы достигает величины, соответствующей пределу текучести при простом растяжении.

Учитывая то, что в управляемой и автоматической запорной арматуре затвор работает с ударами, для его длительной работоспособности важно оценить динамическую характеристику уплотнения. Как показывают исследования А.М. Долотова [2], в клапанах с жестким затвором большой коэффициент динамичности. Это приводит к быстрому разрушению элементов конструкции клапана. Как показано в [3], количественная величина коэффициента динамичности, которая зависит от жесткости звеньев и демпфирующих способностей конструкции, напрямую влияет на ресурс изделия. Если уровень амплитуд переменных напряжений достаточно

© Е.И. Барилюк, 2014

большой, то в элементах механических систем происходит накопление усталостных повреждений, образование и развитие усталостной трещины, что заканчивается разрушением.

Это обуславливает необходимость проведения исследований процесса деградации затворного узла трубопроводной арматуры с уплотнением типа «металл-металл».

Цель исследований

Целью исследований является оценка зависимости скорости деградации золотника и седла малогабаритного электромагнитного пневмоклапана с жестким уплотнением. Электромагнитный привод обеспечивает высокие эксплуатационные качества ЭМС, так как имеет наивысшую производительность, позволяет дистанционное управление и многократное срабатывание и простоту конструкции по сравнению с другими типами привода. Однако результатом высокого быстродействия является ударный принцип действия, что приводит к высоким динамическим нагрузкам на уплотнительную пару. Удар запорного элемента о седло клапана создает значительное усилие, пропорциональное массе и скорости перемещения якоря и штока и обратно пропорциональное продолжительности удара. В клапанах с металлическим уплотнением, с учетом твердости золотника и седла, это приводит к значительному снижению ресурса клапана, поскольку коэффициент динамичности в таких ЭМК достигает 70 [2]. Для уменьшения уровня коэффициента динамичности, используется демпфирование. Однако на сегодня исследована лишь работа электромагнитных клапанов с резиновыми и резино-полимерными уплотнительными элементами [4].

При этом в современной арматуростроении, особенно для работы в агрессивных средах, используются уплотнения, в которых запирающий элемент выполнен коническим, а седло – в виде прямоугольного элемента из химически устойчивых материалов, например, нержавеющей стали 08X18H10T [2]. По сравнению с другими уплотнениями «металл–металл», такое уплотнение имеет ряд преимуществ, а именно [5]:

- усилие герметизации меньше за счет малой площади контакта;
- контактное давление равномерно распределяется по периметру;
- не требуется притирка и доводка уплотнения;
- снижаются требования к точности монтажа и сборки и др.

Однако широкому распространению таких уплотнений в значительной мере мешает сложность определения рациональных размеров седла и золотника, особенно такого, которое работает в условиях ударного нагружения.

В связи с этим актуальным является установление влияния демпфирования на запорный узел электромагнитного клапана.

Постановка задачи

Для этой цели была создана установка для динамического нагружения образцов золотника и седла с уплотнением «металл по металлу». Она представляет собой малогабаритный электромагнитный клапан, использующийся в авиакосмической технике (рис. 1).

В ходе эксперимента образцы из нержавеющей стали 08X18H10T (рис. 2) набирали определенное число циклов «открыто–закрыто». Через регулярные интервалы времени замерялась протечка воздуха через клапан.

Эту деформацию можно уменьшить, если рассеивать часть кинетической энергии через упругую деформацию специального элемента. В роли такого демпфера выступало кольцо из резины толщиной 1 мм (рис. 3).

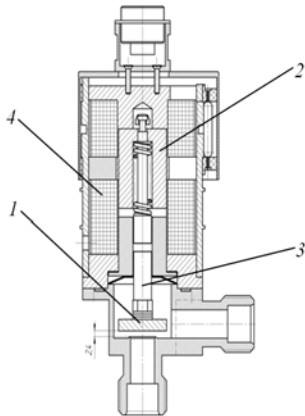


Рис. 1 – Схема експериментальної установки:
1 – золотник; 2 – якорь; 3 – шток; 4 – катушка

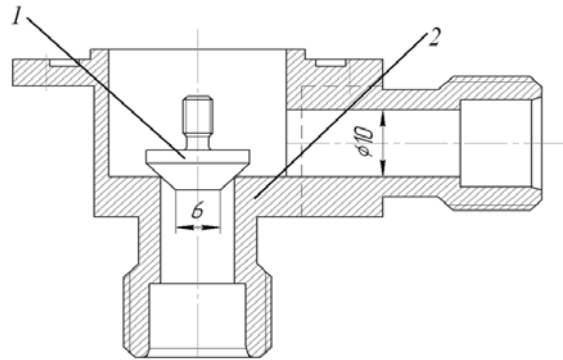


Рис. 2 – Схема испытуемых образцов золотника и седла: 1 – золотник; 2 – седло

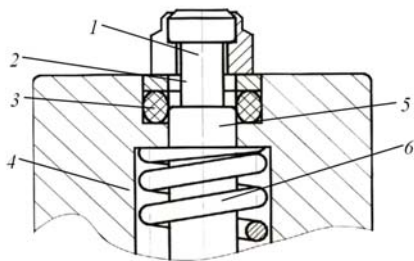


Рис. 3 – Схема установки демпфирующего элемента:
1 – стопорная шайба; 2 – прижимная шайба;
3 – демпфирующий элемент; 4 – якорь; 5 – шток;
6 – буферная пружина

После его установки в клапан под стопорную шайбу, была установлена новая пара образцов, которые прошли наработку числа циклов «открыто–закрыто». Для них также производились замеры протечки через клапан.

Чтобы визуально показать деформационную картину поверхностей уплотнения, было проведено численное моделирование трехмерных моделей образцов в программном пакете *Ansys v12.1* (рис. 4).

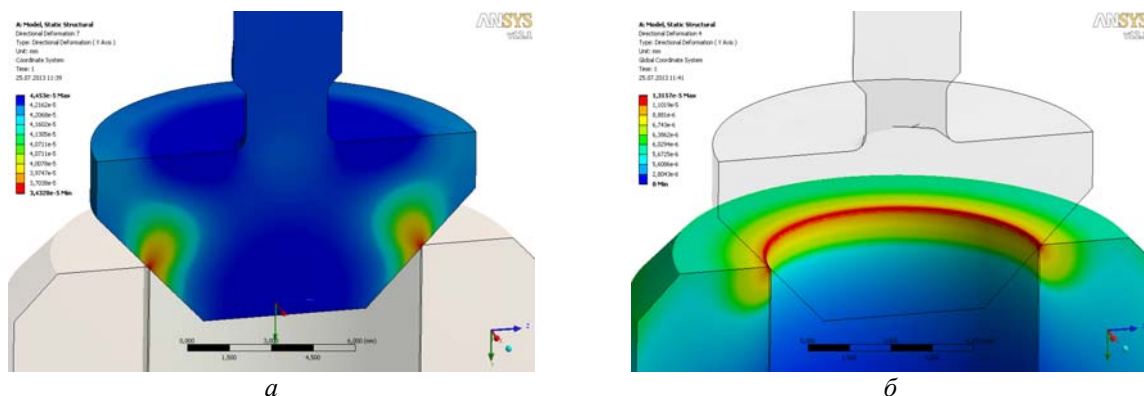


Рис. 4 – Деформация элементов уплотнения клапана после наработки 300 тыс. циклов:
а – золотник; б – седло

Результаты исследований

Было установлено, что демпфирование позволяет уменьшить скорость износа золотника и седла. Это видно по скорости изменения протечки в клапане с ростом числа наработанных циклов (рис. 5).

Вид полученных экспериментальных зависимостей говорит о том, что демпфирующий элемент позитивно влияет на ресурс элементов клапана. Благодаря ему кинетическая энергия подвижной системы клапана рассеивается через упругую деформацию. Тем самым уплотнительные поверхности испытывают меньшие

напряжения и меньше деформируются. Это подтверждают проведенные исследования микронеровностей поверхности образцов (рис. 6).

Замеры для снятия профилограммы проводились в четырех диаметрально противоположных местах на рабочем пояске уплотняющей поверхности. Как видно на рис. 6, образец, который работал без демпфирующего элемента, имеет более высокий износ.

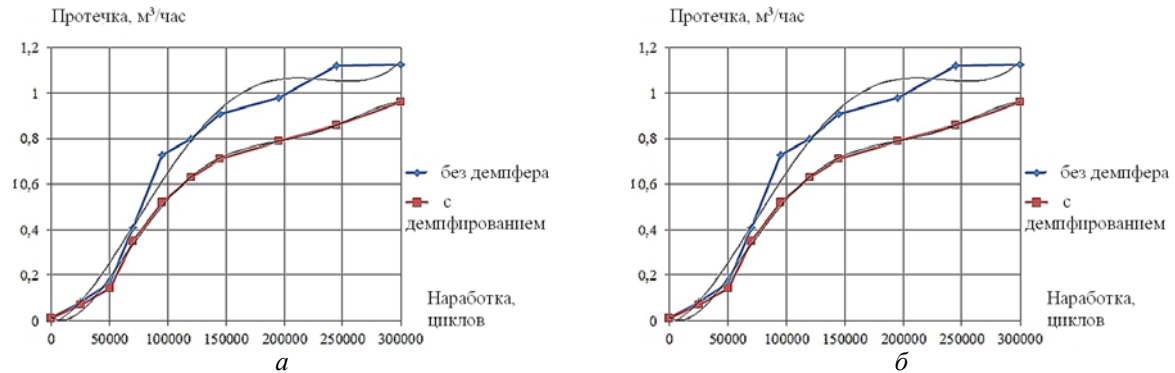


Рис. 5 – Зависимость скорости изменения протечки от числа наработанных циклов: *а* – образец из нержавеющей стали 08X18H10T; *б* – образец из титана VT1-0;

Средняя глубина выработки после наработки 300 тыс. циклов «закрыто–открыто» составила около 19 мкм. В то же время образец, работавший при установленном демпфирующем элементе, имеет среднюю глубину износа около 13 мкм. Таким образом, согласно литературным источникам, в схеме, где присутствует демпфирующий элемент, коэффициент динамичности был ниже.

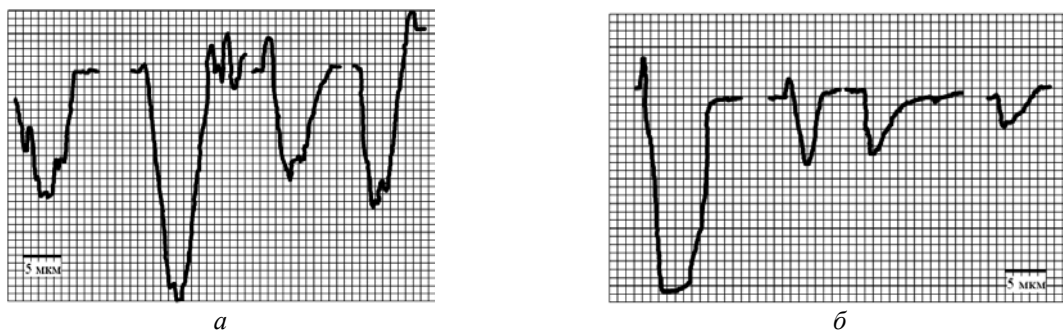


Рис. 6 – Профилограмма поверхности контакта после наработки 300 тыс. циклов: *а* – без демпфирования; *б* – с демпфирующим элементом

Чтобы рассчитать коэффициент динамичности при срабатывании клапана, воспользуемся формулой

$$K_d = 1 + \sqrt{1 + \frac{V^2}{2g\delta_{ст}}}, \quad (1)$$

где V – скорость перемещения подвижной системы клапана; g – ускорение свободного падения; $\delta_{ст}$ – деформация конструктивного элемента.

Для используемого в эксперименте клапана согласно формуле (1) при отсутствии демпфирующего элемента коэффициент динамичности получается равным $K_d = 35,45$. После установки демпфирующего элемента, коэффициент динамичности значительно снижается и равняется $K_d = 29,50$. Таким образом, установка демпфирующего элемента в конструкции клапана позволяет снизить скорость деградации его элементов уплотнения.

Выводы

В данной статье было показано степень влияния наличия демпфирующего элемента в конструкции клапана на скорость изменения его рабочих характеристик в процессе наработки. Установлено, что демпфирующий элемент значительно снижает коэффициент динамичности системы и, как следствие, максимальные нагрузки на элементы уплотнения. При этом не требуется значительное изменение конструкции электромагнитного клапана.

Как следствие, введение демпфирующего элемента в подвижную систему ЭМК является оптимальным вариантом с точки зрения уменьшения износа и сохранения массогабаритных характеристик изделия. Величина коэффициента динамичности клапана напрямую влияет на ресурс поверхностей уплотнения. Установлено, что снижение коэффициента динамичности на 16,7% позволяет замедлить скорость деградации уплотнительной группы исследуемого клапана (см. рис. 5). Это объясняется тем, что часть кинетической энергии движения подвижной системы клапана рассеивается через упругую деформацию демпфера. Тогда как при большом коэффициенте демпфирования энергия тратится на пластическую деформацию уплотнительного пояса. В дальнейшем это ведет к росту негерметичности и невыполнению клапаном своих задач.

Список литературы: 1. *Sinou, J.J.* The influence of damping on the limit cycles for a self-exciting mechanism [Text] / J.J. Sinou, L. Jezequel // Journal of Sound and Vibration. – Volume 304. – Issues 3-5. – 24 July 2007. – P. 875-893. 2. *Долотов, А.М.* Основы расчета и проектирование уплотнений пневмогидроарматуры летательных аппаратов [Текст] / А.М. Долотов, П.М. Огар, Д.Е. Чегодаев. – М.: Изд-во МАИ, 2000. – 296 с. 3. *Семин, Д.А.* Экспериментальные исследования силового воздействия потока на запорную часть электропневматического клапана [Текст] / Д.А. Семин, Я.И. Мальцев, М.О. Мальцева // Вісн. Сум. держ. ун-ту. Сер. техн. науки. – 2006. – № 5. – С. 60-65. 4. *Кисель, В.Л.* Определение параметров электромагнитного привода пневматического клапана [Текст] / В.Л. Кисель, Е.И. Барилюк, Г.И. Зайончковский // Сборник докл. X Международной научно-технической конференции «АВИА-2011». – Киев, 2011. – С. 132-136. 5. *Штительман, М.И.* Расчет долговечности резинометаллических клапанов, подвергающихся многократному ударному нагружению [Текст] / М.И. Штительман, Ю.С. Зуев, Б.М. Капоровский // Тезисы докл. Всесоюзной научно-технической конференции по методам расчета изделий из высокоэластичных материалов. – Рига, 1997. – С. 129-132.

Поступила в редколлегию 19.09.13

УДК 621.3.013.22

Роль демпфирования в снижении скорости износа уплотнительных поверхностей малогабаритного электромагнитного клапана [Текст] / **Е.И. Барилюк** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХПІ», 2014. – № 1(1044). – С. 233-237. – Бібліогр.: 5 назв. – ISSN 2078-774X.

Показано залежність робочих характеристик затворного вузла електромагнітного клапана з ущільненням метал по металу від наявності демпфування кінетичної енергії елементів рухомої системи трубопровідної арматури. Розрахований коефіцієнт динамічності в малогабаритних електромагнітних пневмоклапанов. Проведено експериментальне дослідження залежності зносу від наявності демпфування в затворному вузлі. Для візуалізації деформації проведено чисельне моделювання зносу елементів перекидного ущільнення. У результаті отримана картина деформації золотника і сідла за умови навантажування ущільнювальної пари з демпфуванням в затворному вузлі і без нього.

Ключові слова: пневмоклапан, ущільнення, трубопровідна арматура, демпфування.

This article shows the dependence of shutter unit performance of solenoid valve with metal on metal sealing on the presence of damping elements which reduce the kinetic energy of the moving valve-assembly. The dynamic factor in small electromagnetic pneumatic valve was calculated. An experimental study of wear dependency on the presence of damping of valve slide was conducted. To visualize the deformation a numerical simulation of sealing elements wear was conducted. The result is a pattern of deformation for valve and seat with and without damping element.

Keywords: pneumatic valves, seals, valves, damping.