



ISSN
2411-3441

Bulletin of
National Technical University «KhPI»

Hydraulic machines and hydrounits

22 (1244)

The department «Hydraulic
machines» named
after academician
G.F. Proskura 103 years



The department «Hydraulic
machines» named
after academician
G.F. Proskura 103 years

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

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

BULLETIN
OF NATIONAL
TECHNICAL UNVERSITY
«KhPI»

*Series: Hydraulic machines and
hydrounits*

№ 22 (1244) 2017

Collection of scientific papers

The edition was founded in 1961

Kharkiv
NTU «KhPI», 2017

ВІСНИК
НАЦІОНАЛЬНОГО
ТЕХНІЧНОГО УНІВЕРСИТЕТУ
«ХПІ»

*Серія: Гідравлічні машини та
гідроагрегати*

№ 22 (1244) 2017

Збірник наукових праць

Видання засноване у 1961 р.

Харків
НТУ «ХПІ», 2017

Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Збірник наукових праць. Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Х.: НТУ «ХПІ». – 2017. – № 22 (1244). – 89 с. – ISSN 2411-3441.

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

Збірник виходить українською, англійською та російською мовами

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

Вісник Національного технічного університету «ХПІ» внесено до «Переліку наукових фахових видань України, в яких можуть публікуватися результати дисертаційних робіт на здобуття наукових ступенів доктора і кандидата наук», затвердженого Постановою президії ВАК України від 26 травня 2010 р., № 1 – 05/4 (Бюлетень ВАК України, № 6, 2010 р., с. 3, № 20).

Координаційна рада:

Л. Л. ТОВАЖНЯНСЬКИЙ, д-р техн. наук, чл.-кор. НАН України (**голова**);
К. О. ГОРБУНОВ, канд. техн. наук, доц. (**секретар**);
А. П. МАРЧЕНКО, д-р техн. наук, проф.; Є. І. СОКОЛ, д-р техн. наук, чл.-кор. НАН України;
Є. Є. АЛЕКСАНДРОВ, д-р техн. наук, проф.; А. В. БОЙКО, д-р техн. наук, проф.;
Ф. Ф. ГЛАДКИЙ, д-р техн. наук, проф.; М. Д. ГОДЛЕВСЬКИЙ, д-р техн. наук, проф.;
А. І. ГРАБЧЕНКО, д-р техн. наук, проф.; В. Г. ДАНЬКО, д-р техн. наук, проф.;
В. Д. ДМИТРИЄНКО, д-р техн. наук, проф.; І. Ф. ДОМНІН, д-р техн. наук, проф.;
В. В. ЄПІФАНОВ, канд. техн. наук, проф.; Ю. І. ЗАЙЦЕВ, канд. техн. наук, проф.;
П. О. КАЧАНОВ, д-р техн. наук, проф.; В. Б. КЛЕПІКОВ, д-р техн. наук, проф.;
С. І. КОНДРАШОВ, д-р техн. наук, проф.; **В. М. КОШЕЛЬНИК, д-р техн. наук, проф.**;
В. І. КРАВЧЕНКО, д-р техн. наук, проф.; Г. В. ЛІСАЧУК, д-р техн. наук, проф.;
О. К. МОРАЧКОВСЬКИЙ, д-р техн. наук, проф.; В. І. НІКОЛАЄНКО, канд. іст. наук, проф.;
П. Г. ПЕРЕРВА, д-р екон. наук, проф.; В. А. ПУЛЯЄВ, д-р техн. наук, проф.;
М. І. РИЩЕНКО, д-р техн. наук, проф.; В. Б. САМОРОДОВ, д-р техн. наук, проф.;
Г. М. СУЧКОВ, д-р техн. наук, проф.; Ю. В. ТИМОФІЄВ, д-р техн. наук, проф.;
М. А. ТКАЧУК, д-р техн. наук, проф.

Редакційна колегія серії:

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

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

Члени редколегії: А. В. Бойко, д-р техн. наук, проф.; І. С. Веремєєнко, д-р техн. наук, проф.;
В. І. Гнесін, д-р техн. наук, проф.; О. В. Єфімов, д-р техн. наук, проф.;
З. Я. Лур'є, д-р техн. наук, проф.; Ю. М. Мацевитий, д-р техн. наук, проф., академік НАН України;
Р. П. Мигущенко, д-р техн. наук, проф.; А. В. Русанов, д-р техн. наук, проф., чл.-кор. НАН України;
О. В. Потєтенко, канд. техн. наук, проф.; М. С. Степанов, д-р техн. наук, проф.;
М. О. Тарасенко, канд. техн. наук, проф.; О. Л. Шубенко, д-р техн. наук, проф., чл.-кор. НАН України;
V. Kirsch, Dr., Prof.; P. Lampart, Dr.Sc., Prof.; R. Rzadkowski, Dr.Sc., Prof.; J. Stryczek, Dr.Sc., Prof.;
A. Wroblewski, Dr.Sc., Prof.

Рекомендовано до друку Вченою радою НТУ «ХПІ».
Протокол № 4 від 28 квітня 2017 р.

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

Thomson Reuters;

Google Scholar;

Scientific Indexing Services (Texas, USA);

Ulrich's Periodicals Directory (New Jersey, USA);

FUNDAMENTALS

ФУНДАМЕНТАЛЬНІ
ДОСЛІДЖЕННЯ

УДК 621.224

О. В. ПОТЕТЕНКО, Л. К. ЯКОВЛЕВА, Т. Д. Б. САМБА БИТОРИ**СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ВЫСОКОНАПОРНЫХ РАДИАЛЬНО-ОСЕВЫХ И РАДИАЛЬНО-ДИАГОНАЛЬНЫХ ГИДРОТУРБИН**

В статье на основе комплексного всестороннего анализа вихревой структуры турбулентного потока в подводящих органах и в межлопастных каналах рабочего колеса радиально-осевой гидротурбины РО 500 обосновываются причины повышенных потерь энергии гидротурбин на напоры свыше 400 м. На основе новых конструктивных решений и совершенствования рабочего процесса высоконапорных гидротурбин предложены решения повышающие среднеэксплуатационный КПД на (2–5) %. Мощность гидроагрегата при том же диаметре рабочего колеса, и диапазон надежной эксплуатации с высокими энергокавитационными показателями в полтора – два раза, а также применение радиально-диагональных гидротурбин на напоры до 800–1000 м.

Ключевые слова: высоконапорная радиально-осевая гидротурбина, рабочее колесо, подвод гидротурбины, потери энергии, радиально-диагональная гидротурбина.

У статті на основі комплексного всебічного аналізу вихрової структури турбулентного потоку в підвідних органах і в міжлопатевих каналах робочого колеса радіально-осьової гідротурбіни РО 500 обґрунтовуються причини підвищених втрат енергії гідротурбін на напори понад 400 м. На основі нових конструктивних рішень і вдосконалення робочого процесу високонапірних гідротурбін запропоновані рішення підвищують середньоексплуатаційний ККД на (2–5) %. Потужність гідроагрегату при тому ж діаметрі робочого колеса, і діапазон надійної експлуатації з високими енергокавітаційними показниками в півтора – два рази, а також застосування радіально-діагональних гідротурбін на напори до 800–1000 м.

Ключові слова: високонапірна радіально-осьова гідротурбіна, робоче колесо, підвід гідротурбіни, втрати енергії, радіально-діагональна гідротурбіна.

In article on the basis of an integrated comprehensive analysis of turbulent flow vortex structure in the turbine inlet and blade channels runners Francis turbines Fr 500 substantiates causes elevated water turbines energy losses for heads over 400 m. On the basis of new designs and improving the working process of high-head hydraulic turbines of the proposed solution improves average operating efficiency (2–5) %: Francis with a rotary output elements. Construction turbine inlet of high-head turbine with the use of nozzle devices, high-head Francis turbine with a rotary output edges of the blades of the runners. Hydroelectric power at the same diameter of the runners and the range of reliable operation with high energy and cavitations performance in half to two times, and the application of Francis-Deriaz hydraulic turbines for heads up to 800–1000 m

Keywords: high-head Francis turbine, runners, turbine inlet, energy losses, Francis-Deriaz turbine, turbulent flow vortex structure in the turbine inlet and blade channels runners Francis turbines Fr 500.

Введение

Потребление электроэнергии на душу населения, определяющее уровень развития достигнутый в том или ином государстве, непрерывно возрастает наряду с этим непрерывно возрастают потребности в мощностях пиковой нагрузки суточного регулирования. Недостаток этих мощностей особенно остро проявляется в утренние, вечерние и ночные часы зимнего периода, когда в ряде случаев приходится осуществлять так называемое «веерное отключение потребителей». Кроме того, энергетические запасы Земли ограничены и составляют по данным международной конференции:

– 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 $0,01 \times 10^{15}$ 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 них является низкая по плотности величина энергетических потоков, например:

– волновая энергия	< 100 кВт/м ²
– ветровая	< 3 кВт/м ²
– солнечная	$< 0,1$ кВт/м ²
– энергия приливов	$< 0,002$ кВт/м ²
– биомасса	$< 0,0002$ кВт/м ²
– геотермальная	$< 0,00006$ кВт/м ² .

Для сравнения приведем следующие цифры:

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

Такой же порядок имеет использование гидроэнергетических ресурсов.

Анализ вышеприведенного показывает, что наиболее перспективными направлениями использования энергоресурсов Земли наряду с органическим топливом является атомная энергетика и гидроэнергетика.

Анализируя возобновляемые виды энергетических ресурсов, следует отметить, что солнечная и ветровая энергетика наряду с таким недостатком, как низкая плотность энергетических потоков имеет так же существенный недостаток – зависимость погодных и суточных условий и может рассматриваться лишь как вспомогательное средство выработки электроэнергии.

Рассматривая перспективы дальнейшего развития гидроэнергетики, следует подчеркнуть, что при запасах 7×10^{12} т.у.т. (суммарные запасы

гидроэнергии) годовое потребление составляет всего $0,01 \times 10^{12}$ т.у.т. Процент использования гидроэнергетических ресурсов в развитых европейских странах достигает 70–80 % в то время как в ряде стран он не превышает 15–20 %. По ряду высказываний специалистов на Украине он не превышает 20–25 %.

Добыча органических видов топлива с каждым годом становится все более и более трудоемким и дорогостоящим процессом. Бурение нефтегазовых скважин в зонах морских шельфов, в океанских и особенно в арктической зоне, добыча и доставка к местам потребления становится все более дорогой и экологически рискованной процедурой. Сравнивая себестоимость выработки одного киловатт-часа электроэнергии на различных станциях можно сделать следующее заключение – 1 кВт·час на гидроэлектростанциях более чем на порядок дешевле, чем на тепловых электростанциях, использующих органические виды топлива. Промежуточное по себестоимости положение имеют электростанции, работающие на ядерном топливе. 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 гидроэнергетикой при ограничении потребления нефти и газа.

Крупные энергоблоки, оборудованные паровыми турбинами и использующими органическое или ядерное топливо, не могут эксплуатироваться эффективно на пиковых нагрузках суточного регулирования. В связи с этим во многих промышленно развитых странах расширяется строительство гидроэлектростанций (ГЭС) и гидроаккумулирующих станций (ГАЭС), оборудованных обратимыми гидроагрегатами (насос-турбинами) способных эффективно работать, покрывая потребности пиковых нагрузок. По европейским нормам мощности ГЭС и ГАЭС, работающих на пиковых нагрузках, запуск или полная остановка гидроагрегатов которых осуществляется в считанные минуты, должны составлять 25 % от мощностей всех энергогенерирующих агрегатов.

Если проанализировать работу гидроаккумулирующих гидроагрегатов в насосном режиме с КПД порядка 92 % и в турбинном с КПД 92–93 %, то с учетом потерь мощности в генераторе-электродвигателе и в передающих энергию сетях потери энергии при цикле гидроаккумулирования составляют величину порядка 20 %, тем не менее для стран с использованием гидроэнергетических ресурсов (70–85 %) альтернативы препятствующей развалу частоты электрического тока нет, кроме как строительство новых ГАЭС.

На Украине имеются существенные резервы для строительства наряду с ГАЭС также и ГЭС, особенно оборудованных средними, как, например, Краснооскольская ГЭС и малыми гидроагрегатами. При рациональном строительстве этих ГЭС и ГАЭС можно в большинстве случаев решить и экологическую проблему затопления больших

территорий пахотных площадей и населенных пунктов в период разлива рек.

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

1. Повышение надежности гидроэнергетического оборудования в связи с частыми пусками и остановками работы гидроагрегатов, эксплуатации на не оптимальных, часто меняющихся нагрузках.

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

3. Повышение среднеэксплуатационного КПД, кавитационных показателей, снижения уровня нестационарности потока (пульсаций скоростей и давлений).

Для уменьшения нестационарности потока, приводящих к повышенным вибрациям конструкции гидроагрегата на пуско-остановочных режимах, предлагается дополнить, специально для этих режимов, программное управление в системе регулирования, так называемой комбинаторной зависимостью, от частоты вращения ротора гидроагрегата (при пуске или остановке) величины открытия лопаток направляющего аппарата и для поворотно-лопастных гидротурбин также и угла разворота лопастей рабочего колеса, обеспечивающих минимум пульсаций давления в потоке.

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

Анализ основных причин повышенных потерь энергии в подводящих органах и рабочем колесе высоконапорных радиально-осевых гидротурбин.

Основная роль подводящих поток к рабочему колесу гидротурбины органов (спиральная камера, каналы между колоннами статора и лопатками направляющего аппарата) это, во-первых, равномерный по высоте направляющего аппарата и по окружному направлению подвод потока к рабочему колесу с минимальными гидравлическими потерями и, во-вторых, создание перед рабочим колесом необходимого для оптимальной работы гидротурбины момента импульса (момента количества движения). Рабочий процесс гидротурбины определяется уравнением Эйлера для гидромашины:

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

где η_r – гидравлический КПД гидротурбины; H – напор; ω – частота вращения ротора гидроагрегата; $(rV_u)_1$ и $(rV_u)_2$ – момент количества движения «перед» и «за» рабочим колесом приведенный к единице массового расхода.

На оптимальном режиме работы принимается $(rV_u)_2 = 0$, т. е. циркуляционные потери принимаются равными нулю. Используя универсальную характеристику, определяющую $Q'_{1\text{онм}}$, $n'_{1\text{онм}}$, $\eta_{\Gamma\text{онм}}$ для $D_1 = 1\text{ м}$ и $H = 1\text{ м}$, а также радиус эксцентриситета центра входного сечения спирали и его площадь можно получить величину момента количества движения потока во входном сечении спирали $(rV_u)_0$ и момент количества движения необходимый для оптимальной работы гидротурбины перед рабочим колесом $(rV_u)_{\text{р.к.}}$ для оптимума универсальной характеристики в результате получим следующие значения: $(rV_u)_0 / (rV_u)_{\text{р.к.}} = 1,15$ (РО 45); 1,0 (РО 75); 0,59 (РО 230); 0,57 (РО 310); 0,55 (РО 400); 0,54 (500). Приведенный расчет показывает, что если для быстроходности РО 45, РО 75 вполне обоснованно рассчитывать спиральные камеры из условия постоянства момента количества движения во всем объеме спиральной камеры: т. е. по закону $V_u r = \text{const}$ для высоконапорных гидротурбин, особенно работающих при напорах 400–500 м и больше, подводящие органы, включая спиральную камеру, призваны почти вдвое увеличить момент количества движения от входного сечения спирали до входного сечения в рабочем колесе. Повышение же момента количества движения во входном сечении спирали за счет уменьшения площади входного сечения или эксцентриситета его расположения не приемлемо, т. к.

приводит к повышению потерь на трение в пограничном слое спирали или затрат на строительство в связи с увеличением размера блока гидроагрегата в плане. Частично функции по повышению момента количества движения потока передают каналам между колоннами статора за счет увеличения числа колонн (увеличения густоты решетки l/t колонн статора) и каналам, образуемым лопатками направляющего аппарата. Однако в связи с большими скоростями подводимого потока потери на трение и др. существенно возрастают и достигают для напоров 400–500 м 40–50 % от гидравлических потерь в рабочем колесе, что указывает на необходимость трехмерного основанного на современных моделях турбулентности расчета геометрии спиральной камеры и других подводящих органов.

В работах [1–9] представлены результаты комплексных измерений с помощью шаровых зондов вихревой структуры потока в проточной части модельной гидротурбины РО 500 в спиральной камере, в цилиндрическом сечении перед рабочим колесом и за лопастной системой рабочего колеса. На рис. 1 представлена структура рабочего колеса в поперечном сечении спиральной камеры.

Характерной особенностью потока в поперечном сечении спиральной камеры является появление крупномасштабной вихревой структуры в виде «парного вихря» аналогичного тому, который имеет место при повороте (в колене) трубопровода круглого сечения.

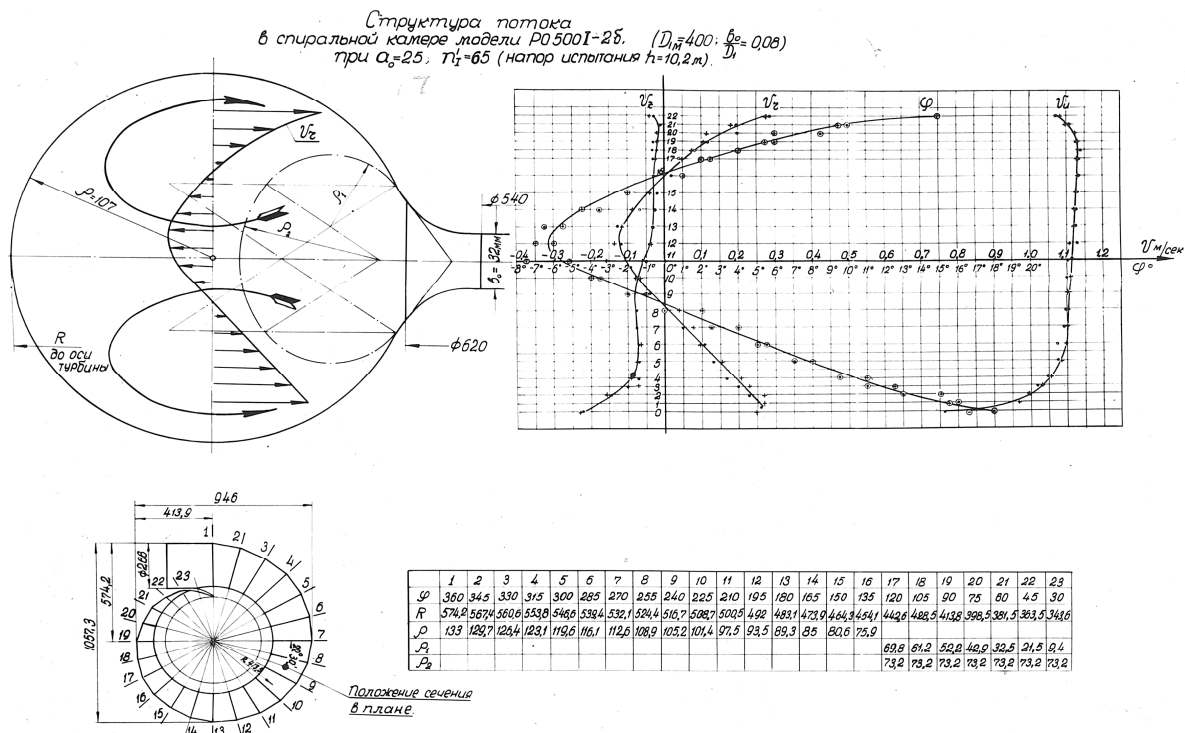


Рис. 1 – Структура потока в спиральной камере

Как видно из рис. 1 в центральной части поперечного сечения спиральной камеры поток перемещается от рабочего колеса, а в периферийной к

рабочему колесу искусственно уменьшая сечение потока перемещающегося к рабочему колесу и увеличивая скорости движения жидкости, а,

следовательно, и потери энергии на трение в пристеночной зоне спиральной камеры. Вихревая структура потока также характеризуется пристеночной мелкомасштабной завихренностью, имеющей характер в зоне входного сечения спирали кольцевых вихревых линий $rot\vec{V} \perp \vec{V}$ скашиваемых по мере перемещения в спиральной камере с появлением в пристеночной зоне винтового вихревого потока $rot\vec{V} \times \vec{V} = 0$ ($rot\vec{V} \parallel \vec{V}$). Кроме того,

вследствие больших скоростей движения жидкости и градиентов скорости в радиальном от оси вращения гидроагрегата направлении в спиральной камере, а, следовательно, и больших сил инерции возникает так называемая среднемасштабная «градиентная» завихренность потока. Сложный вихревой поток, покидая спиральную камеру, поступает в каналы, образуемые колоннами

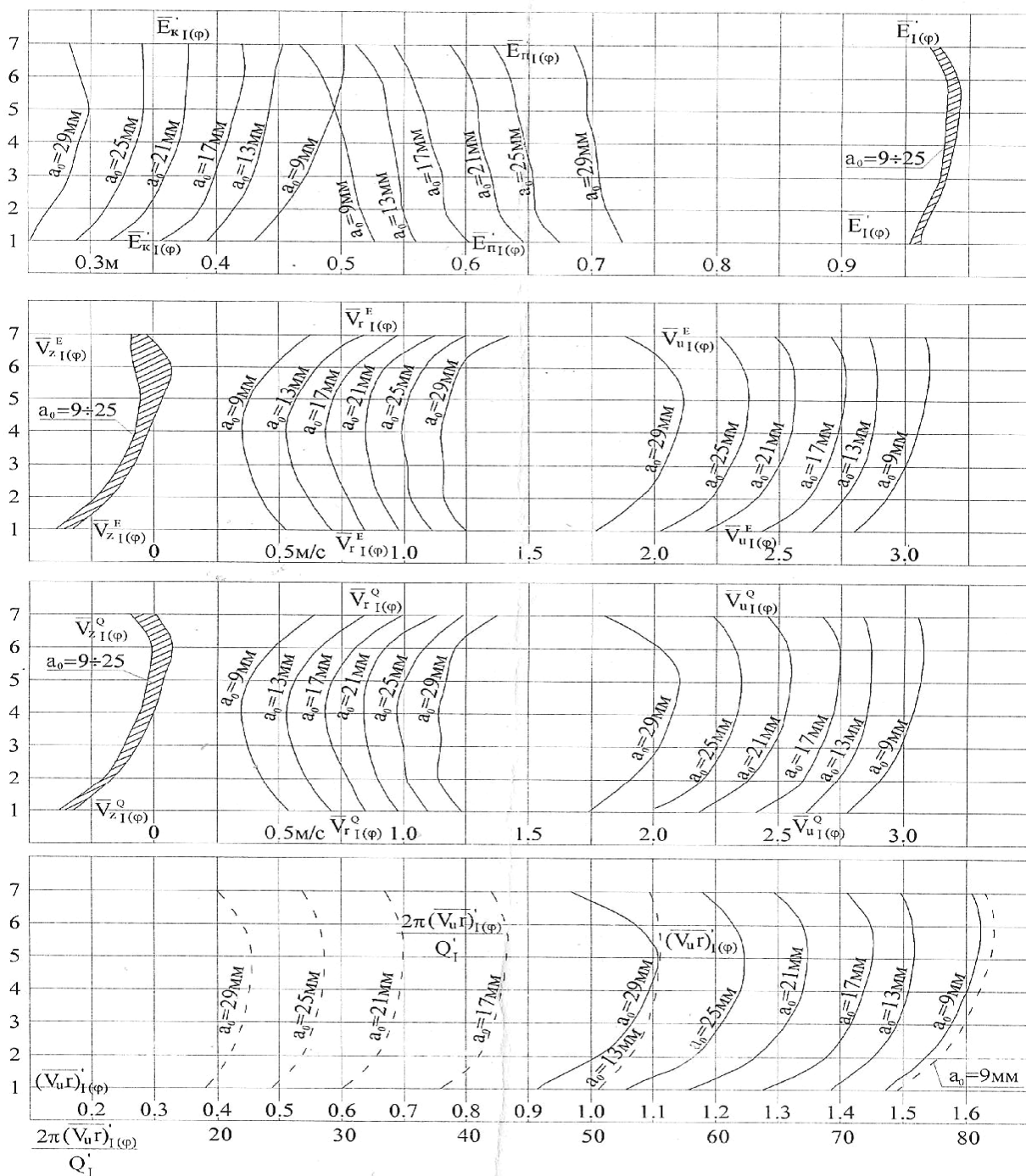


Рис. 2 – Средние параметры потока перед рабочим колесом РО 500-1-26

статора и лопатками направляющего аппарата с переменными углами атаки обтекания профилей колонн статора и лопаток направляющего аппарата по

высоте, что вызывает изменение циркуляции скоростей вокруг этих профилей, а, следовательно, и появление за выходными кромками колонн статора и

лопаток направляющего аппарата наряду с вихрями вида «дорожки Кармана» индуктивные вихревые структуры винтового потока ($rot \vec{V} \times \vec{V} = 0$) аналогичных имеющих место при обтекании крыла конечного размера. Такой характер движения жидкости обуславливает дополнительные гидравлические потери.

Поток с переменными по высоте направляющего аппарата скоростями поступает в каналы вращающегося рабочего колеса с переменными углами атаки, создавая дополнительные потери энергии, обусловленные также «вихревыми структурами» вида «дорожки Кармана» и индуктивными вихрями, сбегаящими с выходных кромок лопастей. На рис. 2 представлены компоненты скорости перед рабочим колесом, осредненные по окружному направлению.

Естественно также наличие градиентной турбулентности (завихренности) в межлопастных каналах, обусловленной существенным изменением скорости в направлении от стороны давления (лицевой) к стороне разрежения (тыльной) стороны лопасти. На рис. 3 представлена картина вихревых линий на поверхности ступицы (втулки) рабочего колеса радиально-осевой гидротурбины.

Вследствие более высоких скоростей на тыльной стороне лопасти вне пограничного слоя по сравнению со скоростями на рабочей (лицевой) стороне интенсивность вихрей в пристеночной зоне на тыльной стороне превышает интенсивность вихрей на стороне давления (рабочей стороне). Вследствие этого, практически на всех режимах работы гидротурбины по поверхности ступицы рабочего колеса вихревые линии «скашиваясь» (изгибаясь) будут сходиться со ступицы на поверхность конуса обтекателя и далее в поток, перетекающий в отсасывающую трубу.

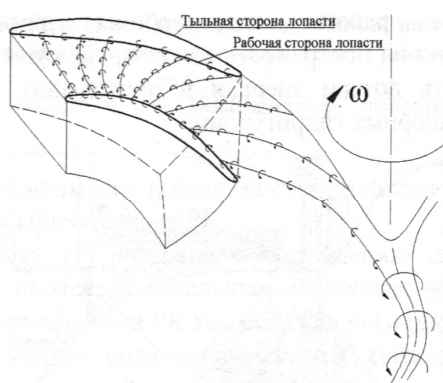


Рис. 3 – Крупномасштабные спиралеобразные вихревые жгуты в отсасывающей трубе гидротурбины, сбегаящие с обтекателя рабочего колеса

Если циркуляционные потоки $(V_{ur})_2$, обусловленные моментом количества жидкости на выходе из рабочего колеса, в пристеночной зоне корневого сечения (вблизи ступицы) на режимах работы гидротурбины, отличных от оптимального,

совпадут по направлению вращения с индуктивными вихрями, обусловленными «скосом» вихревых линий на поверхности ступицы, то это приведет к образованию мощных вихревых жгутов, имеющих спиралеобразную форму в отсасывающей трубе, вращающаяся с определенной частотой относительно оси гидроагрегата. Это является основной причиной низкочастотных пульсаций давления с большой амплитудой.

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

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

Новые конструктивные решения, позволяющие усовершенствовать рабочий процесс высоконапорных радиально-осевых и радиально-диагональных гидротурбин.

Рассмотрим новые конструктивные решения, защищенные патентами Украины, позволяющие существенно уменьшить гидравлические потери энергии, повысить среднеэксплуатационный КПД, расширить зону эффективной и надежной эксплуатации по расходам (мощностям) и напорам, повысить пропускную способность гидротурбины, обеспечив при том же диаметре рабочего колеса увеличение единичной мощности гидроагрегата, позволяющие также применить радиально-диагональные гидротурбины для ГЭС и ГАЭС на напоры вплоть до 800–1000 м [10–18].

А. Гидротурбина с радиально-осевым рабочим колесом с поворотными выходными элементами (рис. 4).

Недостатком радиально-осевых гидротурбин по сравнению с поворотно-лопастными является повышенные циркуляционные потери на режимах работы отличных от оптимального и появление крупномасштабных вихревых структур в виде спиралеобразных вихрей сбегаящих с конуса обтекателя и вызывающих низкочастотную пульсацию давления с большими амплитудами приводящими к повышенным вибрациям элементов проточной части. Эти явления ограничивают диапазон надежной и эффективной эксплуатации гидротурбины по расходам и напорам. Поворотные выходные кромки лопастей радиально-осевой гидротурбины, поворот которых осуществляется в комбинаторной зависимости с открытием лопаток направляющего аппарата, обеспечивая максимально-возможный КПД на различных режимах эксплуатации, направлены на частичное устранение вышеотмеченных недостатков.

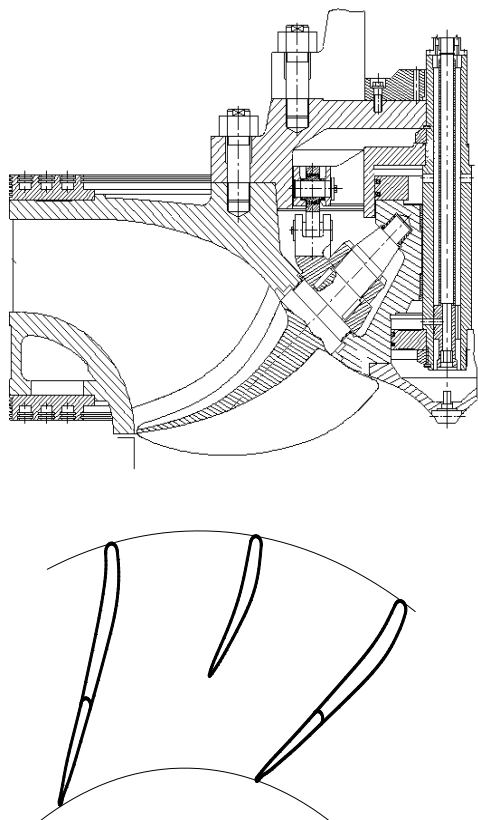


Рис.4 – Радиально-осевое рабочее колесо с поворотными выходными элементами

Б. Высоконапорная гидротурбина с радиально-диагональным рабочим колесом (рис. 5). Предложенное конструктивное решение позволяет усовершенствовать рабочий процесс, практически полностью устранить недостатки, присущие радиально-осевым гидротурбинам. Разворот лопастей диагонального типа рабочего колеса осуществляется в комбинаторной зависимости от открытия лопаток направляющего аппарата, обеспечивая минимум гидравлических потерь и надежную эксплуатацию гидротурбины в широком диапазоне изменения расхода и напора.

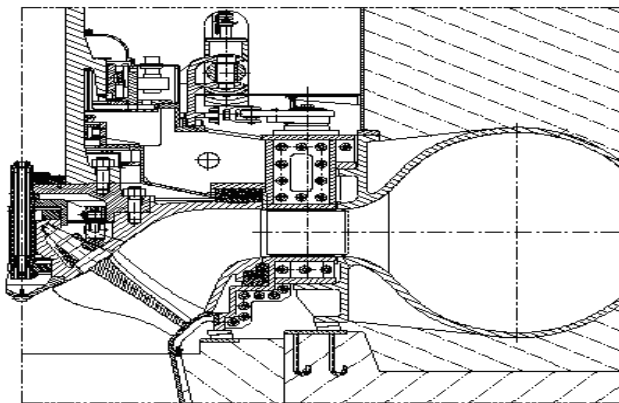


Рис. 5 – Высоконапорная гидротурбина с радиально-диагональным рабочим колесом

В. Высоконапорная радиально-диагональная гидротурбина с промежуточным направляющим аппаратом (рис. 6).

Разворот лопастей диагонального типа и промежуточного направляющего аппарата осуществляется в комбинаторной зависимости от открытия лопаток основного направляющего аппарата, обеспечивая минимум потерь энергии, надежную эксплуатацию на режимах отличных от оптимального с высоким КПД, улучшенными кавитационными показателями, а также с существенным снижением нестационарности потока (пульсаций скоростей и давлений), повышения пропускной способности гидротурбины, а, следовательно, и единичной мощности гидроагрегата при том же диаметре рабочего колеса на 25–50 %, повышения среднеэксплуатационного КПД на 2–5 % и более. Кроме того, дополнительные увеличения количества движения потока, формируемое промежуточным направляющим аппаратом, позволяет использовать этот тип гидротурбины на напоры свыше 500–600 м.

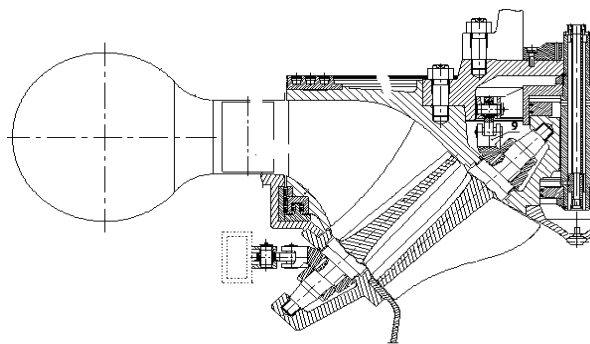


Рис. 6 – Высоконапорная гидротурбина

Г. Конструкции подводящих органов высоконапорной радиально-осевой гидротурбины с применением сопловых аппаратов (рис. 7, 8).

Комплексные экспериментальные исследования на модельной установке гидротурбины РО 500 с диаметром рабочего колеса $D_1 = 400$ мм на режимах охватывающих всю универсальную характеристику, анализ гидравлических потерь, их причин и возможностей снижения потерь энергии, особенно в подводящих органах привели к новым конструктивным решениям, представленным на рис. 7 и 8, с применением сопловых аппаратов.

На рис. 7 представлены расположенные равномерно по окружности сопловые каналы, подводящие поток к рабочему колесу формируемые колоннами статора с поворотными выходными кромками, заменяющими лопатки направляющего аппарата. При этом спиральная камера выполняется с просторными поперечными сечениями, скорость потока в которых уменьшена в 1,5–2 раза, что обеспечивает уменьшение потерь энергии в спиральной камере на трение и вследствие отсутствия так называемого «парного вихря».

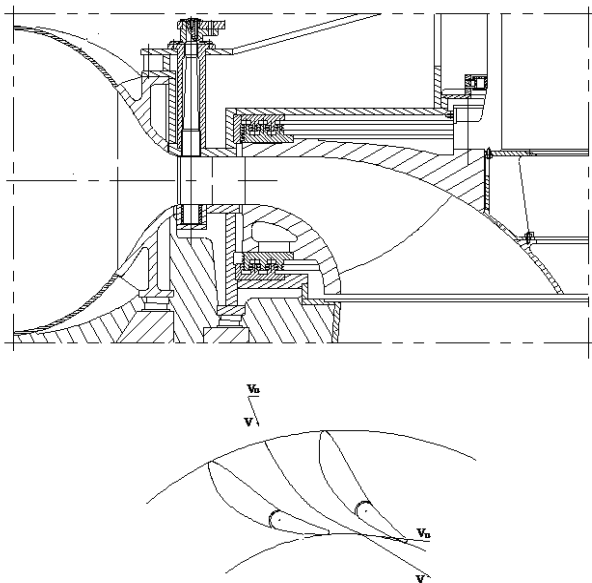


Рис. 7 – Конструкция подводящих органов высоконапорной гидротурбины с применением сопловых аппаратов

Роль создания необходимого для оптимальной работы гидротурбины момента количества движения потока перед рабочим колесом передана сопловым аппаратом, играющим так же и роль регулирующего расход органа гидротурбины. При этом вследствие того, что на большей части сопловых каналов скорость потока относительно небольшая и лишь на выходе она достигает соответствующих величин, обеспечивающих оптимальную работу гидротурбины и ламинизированный пограничный слой на большей части поверхности сопел и лопастей рабочего колеса (особенно на оптимальном режиме работы) потери энергии в подводящих органах существенно уменьшаются и подводящий к рабочему колесу поток характеризуется более равномерным распределением скоростей по окружному направлению и по высоте, что приведет к снижению гидравлических потерь также и в самом рабочем колесе.

На рис. 8 предложен вариант подвода потока к рабочему колесу и формирование необходимого для оптимальной работы гидротурбины момента количества движения перед рабочим колесом с помощью сопловых аппаратов, образуемых колоннами статора (без поворотных выходных кромок) нижней неподвижной сопловой поверхностью и верхней перемещающейся по принципу работы кольцевого затвора и регулирующей расход жидкости в гидротурбинах при отсутствии поворотных лопаток направляющего аппарата. На рис. 9, 10 и 11 представлены новые конструктивные решения, позволяющие применять радиально-диагональные гидротурбины на напоры, превышающие 500–600 м вплоть до 800–1000 м.

Особенностью применения радиально-осевых гидротурбин на сверхвысокие напоры при их традиционных конструктивных исполнениях является

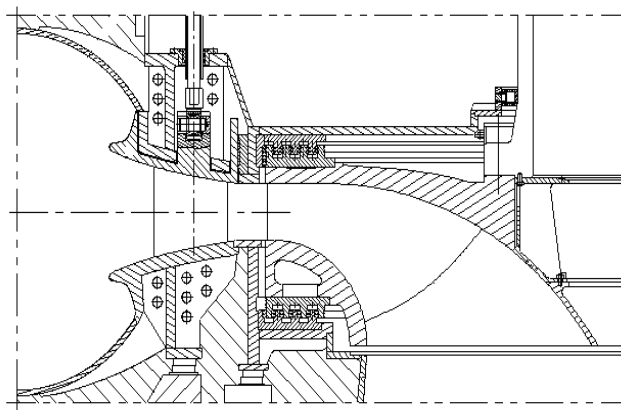


Рис. 8 – Конструкция подводящих органов высоконапорной гидротурбины с применением сопловых аппаратов

не только повышенные потери энергии в подводящих органах, но и малые значения величин углов α абсолютной скорости натекающего потока (α – угол между полной абсолютной скоростью и окружной компонентой) в соответствии с уравнением Эйлера для гидротурбины $\frac{\eta_r g H}{\omega} = (rV_u)_1 - (rV_u)_2$.

На оптимальном режиме работы при циркуляционных потерях близких к нулю: $(rV_u)_2 \approx 0$ при диаметре рабочего колеса РО 500 $D_1 = 400$ мм открытие направляющего аппарата $a_{0,onn} = 17$ мм формирует узкую щель между поверхностями лопаток, что приводит к большим скоростям и соответственно к повышенным гидравлическим потерям. Кроме того, большое «стеснение» потока толщинами лопаток направляющего аппарата уменьшает пропускную способность.

На рис. 9 изображен разрез высоконапорной гидротурбины и сечение по плоскости «А–А».

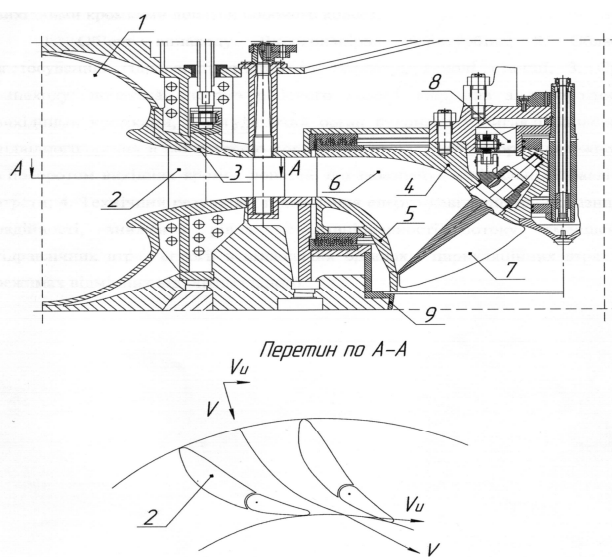


Рис. 9 – Высоконапорная радиально-осевая гидротурбина с поворотными выходными кромками лопастей рабочего колеса

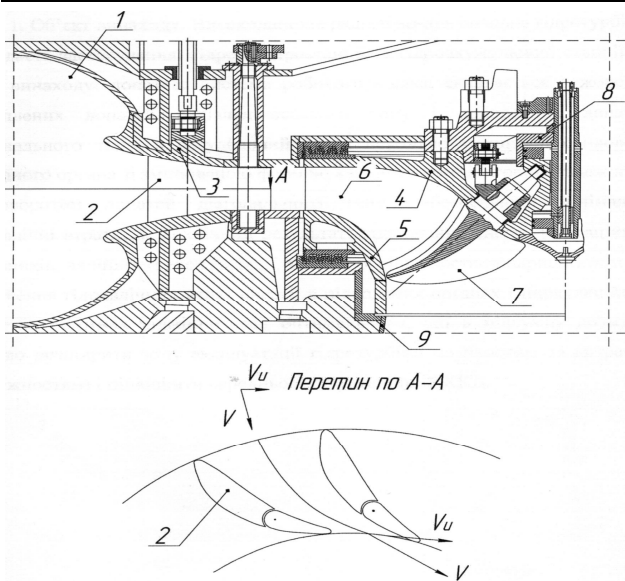


Рис. 10 – Высоконапорная радиально-диагональная гидротурбина

Высоконапорная гидротурбина включает в себя спиральную камеру 1 с просторными поперечными сечениями; сопловые аппараты с поворотными выходными кромками 2, формирующими необходимый перед рабочим колесом момент количества движения и играющие также роль регулировки расхода вместо лопаток направляющего аппарата; кольцевой затвор 3, играющий так же и роль дополнительного органа регулирующего расход; рабочее колесо, состоящее из втулки 4, нижнего обода 5; установленных между ними жестко закрепленных лопастей радиально-осевого типа 6 и поворотных лопастей диагонального типа 7; механизма поворота 8, отсасывающей трубы 10.

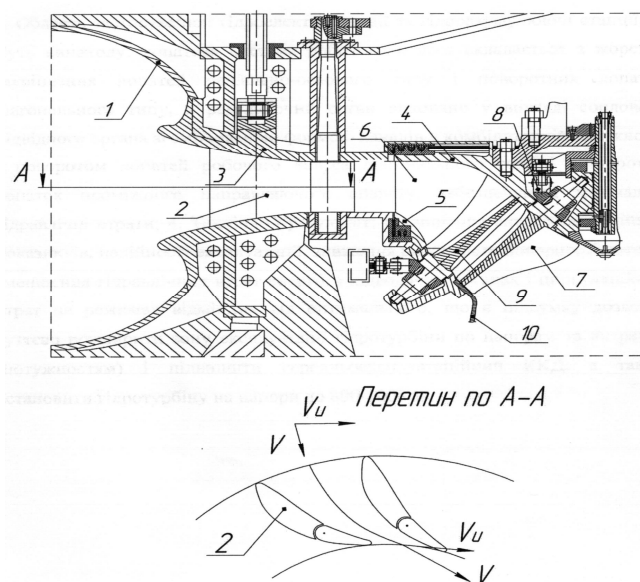


Рис. 11 – Высоконапорная радиально-диагональная гидротурбина

За счет комбинаторной зависимости, осуществляющей в зависимости от угла разворота выходных элементов сопловых каналов положения

верхней поверхности (поверхности кольцевого затвора и сопел), поворот выходных кромок лопастей радиально-осевого колеса. Момент количества движения, создаваемый подводными органами, формируется аналогичным способом, описанным для варианта, изображенного на рис. 8.

На рис. 10 изображен разрез высоконапорной радиально-диагональной гидротурбины.

Высоконапорная гидротурбина включает в себя спиральную камеру 1 с просторными поперечными сечениями; сопловые аппараты с поворотными выходными кромками 2, формирующими необходимый перед рабочим колесом момент количества движения и регулирующий расход через турбину; кольцевой затвор 3, играющий так же и роль дополнительного органа регулирующего расход; рабочее колесо, состоящее из втулки 4; нижнего обода 5; установленных между ними жестко закрепленных лопастей радиально-осевого типа 6 и поворотных лопастей диагонального типа 7; механизма поворота 8; отсасывающей трубы 9.

Трехэлементная комбинаторная зависимость, включающая в себя поворот выходных элементов сопловых аппаратов, перемещение верхней поверхности этих аппаратов и разворот лопастей диагонального типа радиально-диагонального рабочего колеса обеспечивает существенное расширение зоны надежной работы гидротурбины с высокими энергокавитационными показателями.

На рис. 11 представлен разрез высоконапорной радиально-диагональной гидротурбины на напоры до 800–1000 м.

Высоконапорная гидротурбина состоит из спиральной камеры 1 с просторными поперечными сечениями, скорость подводящего потока в которых уменьшена в 1,5–3 раза; сопловые аппараты 2 с поворотными выходными кромками, осуществляющими регулирование расхода к рабочему колесу и формирующими необходимый для оптимальной работы гидротурбины момент количества движения совместно с перемещающейся верхней поверхностью каналов-сопел; кольцевой затвор 3 также играющий роль дополнительного регулирующего органа; рабочее колесо, состоящее из втулки 4; нижнего обода 5; установленных между ними жестко закрепленных лопастей радиально-осевого типа 6 и поворотных лопастей диагонального типа 7; механизма поворота лопастей 8; лопаток промежуточного между лопастями радиального и диагонального типа, направляющего аппарата 9, создающих дополнительный момент количества движения потока перед диагональной лопастной системой; отсасывающей трубы 10.

Дополнительный момент количества движения, создаваемый в сопловых каналах промежуточного направляющего аппарата, позволяет наиболее эффективно осуществлять рабочий процесс гидротурбины на сверхвысоких напорах 800–1000 м и наиболее эффективно использовать эту же

конструкцию в насос-турбинах для гидроаккумулирующих ГЭС.

Система комбинаторной зависимости состоящая из четырех регулирующих элементов: поворачиваемые выходные кромки сопловых аппаратов, перемещающаяся верхняя поверхность сопел, поворотные лопатки промежуточного направляющего аппарата и разворачиваемые в процессе регулирования лопасти рабочего колеса диагонального типа, т.е. четырехэлементная система комбинаторной зависимости позволяет расширить диапазон надежной работы гидротурбины с высокими энергокавитационными показателями по расходу (мощностям) и напорам в 1,5–2 раза повысить единичную мощность при тех же размерах рабочего колеса так же в 1,5–2 раза повысить среднеэксплуатационный КПД на 2–5 %, более эффективно использовать при работе на пиковых нагрузках суточного регулирования и при разботке насос-турбин для гидроаккумулирующих ГЭС.

Как показывает практика проектирования рабочих колес радиально-осевых гидротурбин на высокие напоры, стеснение потока в рабочем колесе лопастями увеличивается с возрастанием напора в связи с увеличением количества лопастей и их толщин, обеспечивающих прочностную и безкавитационную надежность эксплуатации.

На рис. 12 изображено решение проблемы уменьшения коэффициента стеснения потока лопастями в рабочем колесе, полученное на основе принципа равенства напряжений на периферийном, корневом и среднем сечении лопасти рабочего колеса радиально-осевого типа.

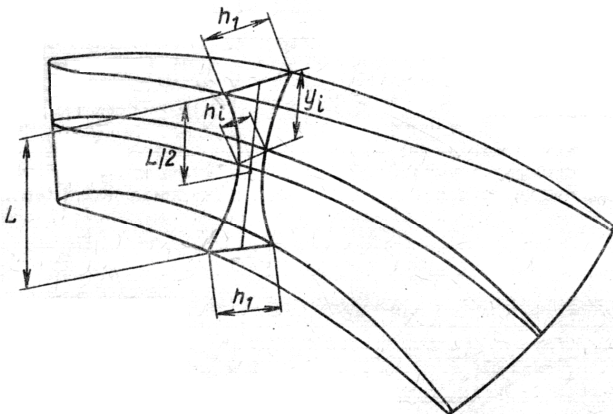


Рис. 12 – Лопасть рабочего колеса радиально-осевой гидротурбины

Лопасты имеют наименьшую максимальную толщину в среднем сечении, наибольшую – у ободов, а в текущих сечениях толщину h_i , определяемую из уравнения

$$h_i = h_1 \left[k + (1 - k) \left(\frac{y_i}{L/2} - 1 \right)^2 \right],$$

где h_1 – наибольшая максимальная толщина лопастей;

k – коэффициент, равный 0,55–0,70;

y_i – высота текущего сечения лопастей;

L – высота лопастей в зоне максимальной толщины.

При работе рабочего колеса в радиально-осевых гидротурбинах за счет утонения лопастей в их средних сечениях, характеризующихся малыми изгибающими моментами, происходит снижение гидродинамических потерь и тем самым повышение КПД гидротурбины. Утонение лопастей в средних по высоте сечениях приводит к снижению металлоемкости рабочего колеса. Наибольшие максимальные толщины лопастей у верхнего и нижнего ободов позволяют избежать трещинообразования в этих областях, характеризующихся наибольшими изгибающими моментами.

Выводы. 1. Комплексные всестороннее исследования вихревой структуры турбулентного потока в подводящих органах высоконапорной радиально-осевой гидротурбины РО 500 и в межлопастных каналах рабочего колеса, анализ причин повышенных гидравлических потерь энергии позволили решить задачу совершенствования рабочего процесса с целью повышения эксплуатационных энергокавитационных показателей расширения зоны надежной работы по расходам (мощностям) и напорам в полтора два раза, повысить среднеэксплуатационный КПД на 2–5 % с целью эксплуатации гидроагрегата более эффективно на пиковых нагрузках суточного регулирования.

2. Конструктивные разработки, защищенные патентами Украины, совершенствование рабочего процесса и комбинаторной зависимости в системе регулирования позволили научно обосновать и предложить новые решения по применению радиально-диагональных гидротурбин на сверхвысокие напоры вплоть до 800–1000 м с высокими энергокавитационными показателями и надежностью работы.

3. Поворотные лопасти диагональной системы радиально-диагонального рабочего колеса, позволяют наиболее эффективно применять гидравлические турбины на режимах отличных от оптимального, а с учетом существенного расширения зоны эксплуатации с высоким КПД по расходам (мощностям), работы гидроагрегатов на пиковых нагрузках обеспечивается наиболее надежно и эффективно.

4. Применение новых типов рационально-диагональных гидротурбин двух-четырёх элементной системы комбинаторной зависимости в системе регулирования гидротурбины позволяет повысить надежность и эффективность эксплуатации гидротурбин и насос-турбин (для ГАЭС) в широком диапазоне напоров и мощностей.

Список литературы:

1. Потетенко О. В. Анализ потерь энергии в высоконапорных радиально-осевых гидротурбинах обусловленных характерными особенностями структуры потока в проточной части / О. В. Потетенко, В. Э. Дранковский, Е. С. Круна //

- Bulletin of NTU "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydrounits. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2012. – № 7. – С. 151-159.
2. *Потетенко О. В.* Вихревая структура потока и анализ различных математических моделей потока в каналах высоконапорных радиально-осевых гидротурбин РО400, РО500 и РО600 / *О. В. Потетенко, В. Э. Дранковский, Е. С. Крупа* // Східно-Європейський журнал передових технологій. – Харків. – 2012. – № 318 (57). – С. 50-57.
 3. *Потетенко О. В.* Рабочий процесс радиально-диагональной гидротурбины (РОД). Методика построения прогнозной универсальной характеристики / *О. В. Потетенко, А. М. Гришин, Е. С. Крупа та др.* // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydrounits. – Kharkiv : NTU "KhPI", – 2012. – № 33. – С. 109-119.
 4. *Потетенко О. В.* Совершенствование рабочих процессов гидротурбин с применением новых конструктивных решений для различных диапазонов напоров / *О. В. Потетенко, В. Э. Дранковский, Е. С. Крупа, О. С. Вахрушева та др.* // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydrounits. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2014. – № 1(1044). – С. 49-57.
 5. *Потетенко О. В.* Особенности рабочего процесса новых типов горизонтальных прямооточных и вертикальных радиально-осевых гидротурбин на высокие напоры / *О. В. Потетенко, Е. С. Крупа, В. Э. Дранковский, К. С. Резва* // Вісник Національного університету водного господарства та природокористування. ISSN 2306-5478. Випуск 3 (71). Частина 1. «Технічні науки». – 2015. – С. 281-285.
 6. *Потетенко О. В.* К вопросу учета диффузионного переноса момента импульса и трансформации его энергии в энергию импульса и, наоборот, при моделировании турбулентных потоков / *О. В. Потетенко, Е. С. Крупа* // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydrounits. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. – № 3 (1112). – С. 7-44.
 7. *Потетенко О. В.* Особенности рабочего процесса радиально-осевых гидротурбин на высокие напоры / *О. В. Потетенко, Е. С. Крупа* // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydrounits. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. – № 45 (1154). – С. 41-46.
 8. *Потетенко О. В.* Комплексные экспериментальные исследования турбулентной структуры потока в проточной части высоконапорной радиально-осевой гидротурбины / *О. В. Потетенко, Е. С. Крупа* // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydrounits. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2016. – № 20 (1192). – С. 33-40.
 9. *Потетенко О. В.* Особенности рабочего процесса и структуры потока в межлопастных каналах рабочего колеса и в других элементах проточной части радиально-осевых гидротурбин на напоры 400-600 м / *О. В. Потетенко, Л. К. Яковлева, Д. Т. Б. Самба Битори* // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydrounits. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2016. – № 41 (1213). – С. 39-48.
 10. *Потетенко О. В.* Високонапірна радіально-діагональна гідротурбіна / *О. В. Потетенко, В. Е. Дранковський, С. С. Крупа, К. С. Резва* // Патент України на корисну модель № 111514. – опубл. 10.11.2016.
 11. *Потетенко О. В.* Високонапірна радіально-осьова гідротурбіна з поворотними вихідними кромками робочого колеса / *О. В. Потетенко, В. Е. Дранковський, Е. С. Крупа, К. С. Резва* // Патент України на корисну модель № 111516. – опубл. 10.11.2016.
 12. *Потетенко О. В.* Високонапірна радіально-діагональна гідротурбіна / *О. В. Потетенко, В. Е. Дранковський, С. С. Крупа, К. С. Резва* // Патент України на корисну модель/№ 111519. – опубл. 10.11.2016.
 13. *Потетенко О. В.* Високонапірна радіально-осьова гідротурбіна. / *О. В. Потетенко, С. М. Ковальов* // Патент України на винахід №85090, 25.12.2008. Бюл. № 24.
 14. *Потетенко О. В.* Рабочее колесо высоконапорной радиально-осевой гидротурбины. / *О. В. Потетенко, С. М. Ковальов, Зав'ялов П. С., Ю. М. Кухтенков* // Патент України на корисну модель № 5155. 15.02.2005. Бюл. № 2.
 15. *Потетенко О. В.* Високонапірна радіально-осьова гідротурбіна. / *О. В. Потетенко, С. М. Ковальов, В. Е. Дранковський.* // Патент України на корисну модель № 14284. 15.05.2006 Бюл. №5.
 16. *Робук Н. Н.* Рабочее колесо радиально-осевой гидротурбины. / *Н. Н. Робук, А. А. Мелавцов, Л. И. Фридман, А. В. Остащенко, Ю. Н. Мишев, В. Н. Савин, О. В. Потетенко, С. И. Герман* // Авторское свидетельство на изобретение № 206422, 02.12.1967, Бюл. №24.
 17. *Потетенко О. В.* Рабочее колесо высоконапорной радиально-осевой гидротурбины. / *О. В. Потетенко, С. М. Ковальов* // Патент України на корисну модель. № 15649, 17.07.2006. Бюл. №7.
 18. *Фридман Л. И.* Рабочее колесо радиально-осевой гидротурбины. / *Л. И. Фридман, И. С. Веремеенко, А. Д. Устев, О. В. Потетенко* // Авторское свидетельство на изобретение. № 1188359 30.10.1985. Бюл. №40.

References (transliterated)

1. Potetenko, O. V., V. E. Drankovskiy and E. S. Krupa. "Analiz poter' energii v vysokonapornykh radial'no-osevykh gidroturbinakh obuslovlennykh kharakternymi osobennostyami struktury potoka v protochnoy chasti" *Visnyk NTU «KhPI»*. No. 7. 2012. 151–159. Print.
2. Potetenko, O. V., V. E. Drankovskiy and E. S. Krupa. "Vihrevaya struktura potoka i analiz razlichnykh matematicheskikh modelej potoka v kanalah vysokonapornykh radial'no-osevykh gidroturbin RO 400, RO 500 i RO 600." *Shidno-Evropejs'kij zhurnal peredovykh tehnologij* No. 318 (57). 2012. 50–57. Print.
3. Potetenko, O. V., A. M. Grishin and E. S. Krupa "Rabochiy protsess radial'no-diagonal'noy gidroturbiny (ROD). Metodika postroeniya prognoznoy universal'noy kharakteristiki". *Visnyk NTU «KhPI»*. No. 33. 2012. 109–1119. Print.
4. Potetenko, O. V., V. E. Drankovskiy and E. S. Krupa "Sovershenstvovanie rabochikh protsessov gidroturbin s primeneniem novykh konstruktivnykh resheniy dlya razlichnykh diapazonov naporov" *Visnyk NTU «KhPI» Ser.:Enerhetychni ta teplotekhnichni protsesy y ustatkuvannya*. No 1 (1044). Kharkiv: NTU "KhPI", 2014. 49–57. Print.
5. Potetenko, O. V., et al. "Osobennosti rabocheho protsessa novykh tipov gorizont'al'nykh pryamotochnykh i vertikal'nykh radial'no-osevykh gidroturbin na vysokie napory" *Visnyk Natsional'noho universytetu vodnoho hospodarstva ta pryrodokorystuvannya. Ser.: Tekhnichni nauky*. No. 3 (71). Vol. 1. 2015. 281-285. Print.
6. Potetenko, O. V., and E. S. Krupa. "K voprosu diffuzionnogo perenosa momenta impul'sa i transformacii ego energii v energiju impul'sa i naoborot, pri modelirovanii turbulentykh potokov." *Visnyk NTU "HPI". Ser.: Gidravlichni mashini ta gidroagregati*. No. 3 (1112). Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. 37–44. Print.
7. Potetenko, O. V., and E. S. Krupa. "Osobennosti rabocheho processa radial'no-osevykh gidroturbin na vysokie napory." *Visnyk NTU "KhPI". Ser.: Gidravlichni mashini ta gidroagregati*. No. 45 (1154). Kharkiv: NTU "HPI", 2015. 41–46. Print.
8. Potetenko, O. V. and E. S. Krupa "Kompleksnye eksperimental'nye issledovaniya turbulentykh struktury potoka v protochnoy chasti vysokonapornoy radial'no-osevoy gidroturbiny" *Visnyk NTU " KhPI ". Ser.: Gidravlichni mashini ta gidroagregati*. No. 20 (1192). Kharkiv: NTU «KhPI». 2016. 33–40. Print.
9. Potetenko, O. V., et al. "Osobennosti rabocheho protsessa i struktury potoka v mezhlopastnykh kanalah rabocheho kola i v drugikh elementakh protochnoy chasti radial'no-osevykh gidroturbin na napory 400-600 m" *Visnyk NTU "KhPI". Ser.: Gidravlichni mashini ta gidroagregati*. No. 41 (1213). 2016. 39–48. Print.
10. Potetenko, O. V., et al. *Vysokonapirna radial'no-diahonal'na hidroturbina* Ukraine Patent na korysnu model' №111514. 10 November 2016. Print.
11. Potetenko, O. V., et al. *Vysokonapirna radial'no-os'ova hidroturbina z povorotnyu vykhidnyu kromkamy robochoho kola* Ukraine Patent na korysnu model' № 111516. 10 November 2016. Print.
12. Potetenko O.V., et al. "Vysokonapirna radial'no-diahonal'na hidroturbina" Patent Ukrainy na korysnu model' № 111519. – opubl. 10 November 2016. Print.
13. Potetenko, O. V., and S. M. Koval'ov. *Vysokonapirna radial'no-os'ova hidroturbina*. Ukraine Patent, UA85090. 25 December 2009. Print.

14. Potetenko, O. V., et al. *Roboche koleso vysokonapirnoyi radial'no-os'ovoyi hidroturbiny*. Deklaratsynnyu patent na korysnu model' UA51556. 15 February 2005. Print.
15. Potetenko, O. V., et al. *Vysokonapirna radial'no-os'ova hidroturbina*. Ukraine Patent na korysnu model' № 14284. 15. May 2006. Print.
16. Robuk, N. N. et al. *Rabochee koleso radial'no-osevoy gidroturbiny*. Avtorskoe sviditel'stvo na izobretenie № 206422. 02 December 1967. Print.
17. Potetenko, O. V. and S. M. Koval'ov *Roboche koleso vysoko napirnoyi radial'no-os'ovoyi hidroturbiny*. Ukraine Patent na korysnu model'. № 15649. 17 July 2006. Print.
18. Fridman, L. I. et al. *Rabochee koleso radial'no-osevoy gidroturbiny*. Avtorskoe sviditel'stvo na izobretenie. № 1188359 30. October 1985. Print.

Поступила (received) 24.04.2017

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Совершенствование рабочего процесса высоконапорных радиально-осевых и радиально-диагональных гидротурбин / О. В. Потетенко, Л. К. Яковлева, Т. Д. Б. Самба Битори // Вісник НТУ «ХП». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Х.: НТУ «ХП», 2017. – № 22 (1244). – С. 4–14. – Бібліогр.: 18 назв. – ISSN 2411-3441.

Совершенствование рабочего процесса высоконапорных радиально-осевых и радиально-диагональных гидротурбин / О. В. Потетенко, Л. К. Яковлева, Т. Д. Б. Самба Битори // Вісник НТУ «ХП». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Х.: НТУ «ХП», 2017. – № 22 (1244). – С. 4–14. – Бібліогр.: 18 назв. – ISSN 2411-3441.

Perfection of working process of high-head turbine Francis and Francis-Deriaz hydraulic turbines / O. V. Potetenko, L. K. Yakovleva, T. D. B. Samba Bitory // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydrounits. – Kharkov : NTU "KhPI", 2017. – No. 22 (1244). – P. 4–14. – Bibliogr.: 18. – ISSN 2411-3441.

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

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

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

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

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

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

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

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

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

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

УДК 62-525

О. П. ГУБАРЕВ, О. С. ГАНПАНЦУРОВА, В. Ю. ГРІШНЕНКО**БАГАТОРЕЖИМНИЙ ГІДРОПРИВОД З ВИПЕРЕДЖУЮЧОЮ СТАБІЛІЗАЦІЄЮ
ТЕМПЕРАТУРИ РІДИНИ**

Розглянуто можливість керованої зміни температури робочої рідини за результатами моделювання роботи системи гідроприводу. Встановлено, що зміна навантаження або зміна режиму роботи циклового гідроприводу суттєво впливає на температуру робочої рідини. Запропоновано додати до алгоритму керування приводом керування теплообміном за результатами моделювання змін температури рідини. Розроблено спрощену модель теплового балансу в системі гідроприводу, використання якої може бути застосовано в алгоритмі керування теплообмінними процесами.

Ключові слова: цикловий гідропривод, керування, режим роботи, теплообмін, робоча рідина.

Рассмотрена возможность управляемого изменения температуры рабочей жидкости по результатам моделирования работы системы гидропривода. Установлено, что изменение нагрузки или изменение режима работы циклового гидропривода существенно влияет на температуру рабочей жидкости. Предложено добавить к алгоритму управления приводом управление теплообменом по результатам моделирования изменений температуры жидкости. Разработана упрощенная модель теплового баланса в системе гидропривода, использование которой может быть применено в алгоритме управления теплообменными процессами.

Ключевые слова: цикловой гидропривод, управление, режим работы, теплообмен, рабочая жидкость.

The results of modeling of the hydraulic system operation showed the possibility of a controlled change of the working fluid temperature. It is established that load variation or change of working modes effect significantly on the temperature of the working fluid. It is proposed to add to the control algorithm of the hydraulic system the control by the heat transfer. The algorithm should take into account the power of the pump unit, the external load, the current temperature of the liquid in the tank, duration of the current and following modes of the hydraulic system operation. It is shown that the heat transfer process is more inertial than influence of the regime or the load on the power of the heat flow. It is developed a simplified model of thermal balance of the hydraulic system. Such model can be used in the control algorithm of heat exchange processes. The simplified model allows determining duration of the working fluid temperature stabilization and the value of stabilized temperature. It is proposed to create an automatically controlled heat exchange using known technical solutions through their activation or disconnection during the system operation.

Keywords: cyclic hydraulic drive, control, operation mode, heat exchange, working fluid.

Вступ. Поширення мехатронних засобів автоматизації із гідравлічними виконавчими пристроями, які є чутливими до змін температури і пов'язаних з нею в'язкістю та густиною рідини, надає можливість підвищення їх ефективності. Шляхом такої модернізації є підтримання раціонального значення температури рідини впродовж різних режимів роботи системи промислового гідроприводу [1–4]. На відміну від задач безпосередньої стабілізації параметрів робочої рідини, комп'ютерне керування дозволяє створювати системи з випереджувачим моделюванням роботи системи [5, 6, 7]. Промисловий гідропривод, як правило, працює за певним технологічним циклом, що надає визначеність режимів роботи системи і складає передумови для створення моделі для випереджувачого моделювання. У якості факторів впливу на зміну теплообміну можуть бути використані відомі технічні засоби з додаванням керованих елементів, наприклад, регульованого дроселя в контурі теплообміну, клапану під'єднання/відокремлення теплообмінних каналів, засувкою, що змінює провідність переборок в баку. Система, що вміщує такий алгоритм керування, заздалегідь підлагоджує теплообмінні процеси до наступних режимів роботи системи гідроприводу.

Аналіз літературних джерел. Більшість систем промислового гідроприводу, особливо гідроприводу великих потужностей, гідроприводу об'єктів з безперервним експлуатаційним циклом та з широким діапазоном змін умов експлуатації, обладнано спеціальними технічними засобами контролю і регулювання температури робочої рідини [2, 3, 8]. В основу запропонованого вдосконалення покладено

відомі технічні рішення стабілізації теплового режиму систем гідроприводу, методики врахування теплообміну при розрахунку температури робочої рідини та визначенні об'єму рідини в гідробаку [8, 9, 10, 11, 12, 13, 14, 15]. Додатково розглянуто узагальнені режими роботи систем циклового гідроприводу, їх складові та основні параметри, що зумовлюють розігрів рідини та теплообмінні процеси. Враховуючи необхідність випереджувачого моделювання, що відбувається одночасно з роботою системи, приділено увагу мінімізації часу моделювання в умовах обчислювальних можливостей, обмежених засобами керування промислового гідроприводу, яким є промисловий комп'ютер чи контролер [16, 17]. Проаналізовано відомі алгоритми керування, що вміщують еталонну модель керованого об'єкта, та спрощені алгоритми і методики врахування теплового балансу в системах гідроприводу [2, 3, 5, 6, 7, 9, 10, 18]. За результатами аналізу визначено перелік основних параметрів і чинників впливу на процес змін температури рідини в гідроприводі, які необхідно врахувати в еталонній моделі, та сформовано вимоги до алгоритму керування з випереджувачою стабілізацією температури рідини.

Основна частина. Метою досліджень є обґрунтування методики розрахунку змін температури рідини в експлуатаційному циклі та розробка розрахункової моделі для визначення часу стабілізації температури рідини в цикловому гідроприводі. Для досягнення мети було розглянуто наступні задачі: проведення аналізу схемних рішень багаторежимних систем з дросельним регулюванням та визначення їх особливостей; розробка спрощеного алгоритму

розрахунку часу стабілізації температури в багаторежимній цикловій системі; моделювання процесу стабілізації температури робочої рідини за розробленим алгоритмом; проведення експериментальних досліджень по визначенню часу та температури стабілізації робочої рідини; зіставлення експериментальних та модельних даних, визначення часу стабілізації температури робочої рідини.

З метою створення розрахункової моделі проаналізовано варіанти експлуатаційних процесів систем гідроприводу, в яких робота системи може бути представлена у вигляді однієї чи декількох циклограм, виконання яких чергується у часі, чим обмежено розглянутий клас багаторежимних циклових систем гідроприводу [1, 2, 4, 8, 10]. Додатковим обмеженням встановлено використання нерегульованого насосного агрегату.

Запропоновано відійти від усередненого за цикл значення потужності при виконанні теплового розрахунку і перейти до врахування усередненої потужності на кожному такті роботи системи. За припущенням відведена від насосного агрегату потужність N_p розподіляється на три основних складові – на виконання корисної роботи N_A , на подолання гідравлічних опорів $N_{\text{Гид}}$, на надлишкову витрату насосного агрегату $N_{\Delta Q}$:

$$\begin{aligned} N_p &= N_A + N_{\text{Гид}} + N_{\Delta Q} = p_p \cdot Q_p = \\ &= F_{\text{ext}} \cdot Q_A / S_{\text{ef}} + \Delta p_{l,\zeta} \cdot Q_A + p_p \cdot (Q_p - Q_A), \end{aligned} \quad (1)$$

де p_p – тиск на виході насосного агрегату, Q_p – витрата насосного агрегату, F_{ext} – усереднене на такті зовнішнє навантаження, Q_A – споживана витрата, S_{ef} – ефективна площа виконавчого пристрою, $\Delta p_{l,\zeta}$ – сумарні втрати тиску при русі споживаної витрати рідини.

Другий та третій доданки потужності (1) не виходять за межі системи гідроприводу, тобто ці дві складові майже повністю перетворюються в тепловий потік, що надходить до робочої рідини і, опосередковано, до елементів конструкції системи. Оскільки вхідна потужність, за припущенням, є незмінною, то зменшення зовнішнього навантаження або швидкості руху вихідної ланки Q_A / S_{ef} призводить до еквівалентного зростання потужності теплового потоку N_{heat} :

$$\begin{aligned} p_p \cdot Q_p &= \text{const} = F_{\text{ext}} \cdot Q_A / S_{\text{ef}} + \Delta p_{l,\zeta} \cdot Q_A + \\ &+ p_p (Q_p - Q_A) \end{aligned} \quad (2)$$

або

$$\begin{aligned} p_p \cdot Q_p - F_{\text{ext}} \cdot Q_A / S_{\text{ef}} &= \Delta p_{l,\zeta} \cdot Q_A + \\ + p_p (Q_p - Q_A) &= N_{\text{heat}} \end{aligned} \quad (3)$$

Відповідно до (3) повне споживання витрати виконавчими пристроями призведе до виразу (4), згідно з яким потужність теплового потоку матиме лінійну залежність від сумарних втрат тиску, які, у свою чергу, залежатимуть від температури робочої рідини та геометрії каналів і налаштувань апаратів:

$$p_p \cdot Q_p - F_{\text{ext}} \cdot Q_A / S_{\text{ef}} = \Delta p_{l,\zeta}(t_{\text{oil}}) \cdot Q_p = N_{\text{heat}} \quad (4)$$

Повне споживання тиску насосного агрегату призведе до залежності (5):

$$\begin{aligned} p_p \cdot Q_p - p_p \cdot Q_A &= \Delta p_{l,\zeta}(t_{\text{oil}}) \cdot Q_A + \\ + p_p (1 - \Delta \tilde{Q}) Q_p &= N_{\text{heat}} \end{aligned} \quad (5)$$

У порівнянні з (4) тепловий потік втрачає залежність від навантаження, а температурний вплив на потужність слабшає відповідно до відносної частки надлишкової витрати $\Delta \tilde{Q}$.

Зауважимо, що потужність теплового потоку, що надходить до рідини, є миттєвою енергетичною характеристикою, а значення температури рідини є інтегральним показником щодо цієї потужності.

Додана кількість теплоти $\theta_{i,[Dж]}$ за проміжок часу, що дорівнює такту роботи системи, дозволить перейти від розподілу потужності за тактами до розподілу позитивної складової теплової енергії в циклограмі:

$$\begin{cases} F_{\text{max}} : \theta_i = [\Delta p_{l,\zeta}(t_{\text{oil}}) \cdot Q_A + p_p (1 - \Delta \tilde{Q}) Q_p] \cdot T_{\text{takt}} \\ (Q_A / S_{\text{ef}})_{\text{max}} : \theta_i = [\Delta p_{l,\zeta}(t_{\text{oil}}) \cdot Q_p] \cdot T_{\text{takt}} \end{cases} \quad (6)$$

Залежності (2) – (5) вказують на можливість миттєвої зміни потужності доданого теплового потоку завдяки двом складовим: $N_{\text{Гид}}$, що є залежною від змін гідравлічного опору при вмиканні/вимиканні регулюючої апаратури, N_A , що визначається зовнішнім навантаженням та швидкістю вихідної ланки. Таким чином, під час перемикання апаратури або зникнення навантаження, у тому числі інерційного, потужність теплового потоку може змінюватись від мінімального значення, що відповідає гідравлічному опору гідросистеми з розігрітою рідиною, до максимального, що дорівнює вихідній потужності насосного агрегату. Зауважимо, що потужність насосних нерегульованих агрегатів, як правило, складає від одиниць до десятків кВт. Відповідно до (6) зміни потужності теплового потоку входять в добуток разом з часом такту. При відносно невисокому середньому значенні потужності за циклограмою, завдяки її нерівномірності, на окремих тактах потужність теплового потоку може мати надвеликі значення і її вплив на температуру рідини необхідно враховувати разом з тривалістю такту та початковим значенням температури рідини.

У більшості випадків тривалість виконання окремих дій циклограми, і в наслідок цього тривалість тактів, можуть змінюватись у інтервалах, зумовлених технологічним процесом. Також, як правило,

змінюється усереднене значення корисного навантаження при незмінному значенні підведеної потужності. Тобто, навіть для окремого такту, якщо система відпрацює одночасно декілька дій виконавчими пристроями, може частково змінюватись його тривалість, а середнє навантаження і усереднена потужність можуть змінюватись у десятки разів.

Супротивну або від'ємну складову балансу теплової енергії також визначає декілька чинників. Найбільш поширеним у використанні чинником є вільний конвективний теплообмін з оточуючим середовищем [12–15]. В конвективному теплообміні приймають участь всі теплопровідні поверхні пристроїв та апаратури, включно з поверхнями гідравлічного баку. Для інтенсифікації тепловідведення застосовують спеціальні теплообмінні апарати, які можуть бути встановлені в загальну гідравлічну мережу, чи мати окремий гідравлічний контур з власним насосом чи з відведенням частки витрати від основної системи [2, 3, 8, 9, 10]. Відомі і інші технічні рішення, наприклад, з керованим обмеженням циркуляції рідини в баку. Окрім цього, теплоакумуюча здатність рідини в баку та аналогічна здатність металевих конструктивних елементів згладжує стрибки потужності вхідного теплового потоку.

У першому наближенні відведення теплоти на і-му такті можна охарактеризувати щільністю теплового потоку q_{mi} та площею задіяних теплопровідних поверхонь F_i :

$$q_{moi} = F_i \cdot q_{mi} = \alpha \cdot F_i \cdot (t_1 - t_2), \quad (7)$$

де $t_1, [^{\circ}C]$ – температура робочої рідини; $t_2, [^{\circ}C] = const$ – температура навколишнього середовища, α – коефіцієнт тепловіддачі.

Для визначення α скористаємося залежністю:

$$1/R_T = \alpha_{oil} + 1/\lambda_k + \alpha_{air},$$

де R_T – термічний опір, α_{oil} – коефіцієнт тепловіддачі від рідини, α_{air} – коефіцієнт тепловіддачі до повітря, λ_k – коефіцієнт теплопровідності стінки.

В свою чергу, площу поверхонь, що приймають участь в теплообміні на проміжку одного такту, можна, з огляду на незмінність задіяного обладнання, вважати постійною. Щільність теплового потоку можна охарактеризувати наступною залежністю [15]:

$$q_{mi} = (\lambda_k / \delta_k) \cdot (t_1 - t_2), \quad (8)$$

де $\delta, [m]$ – товщина теплопровідної стінки.

З аналізу залежностей (7) та (8) випливає, що ряд параметрів має фіксовані на протязі такту циклограми значення (F, t_2, λ, δ). Щодо підвищення температури робочої рідини для збільшення потужності теплообмінного процесу, то цей фактор є як небажаним, так і обмеженим фізичними властивостями рідини та умовами її використання [10, 19].

Таким чином, за результатами аналізу чинників,

що впливають на зміну температури робочої рідини, можна сказати, що позитивні потоки надходження та від'ємні потоки відведення теплової енергії суттєво відрізняються за своїми динамічними показниками. А саме, потужність розігріву рідини формується засобами керування, регулювання і динамікою зовнішнього навантаження. Від'ємні та теплоакумуючі потоки, в основному, зумовлені вільним конвективним теплообміном. Наприклад, прийемо, що додана потужність теплового потоку на такті складає 5 кВт, а площа теплообмінних поверхонь дорівнює $0,5 \text{ м}^2$. За умов типових конструктивних рішень та матеріалів і вільного теплообміну з оточуючим середовищем (коефіцієнт тепловіддачі від конструктивних елементів до повітря $\alpha = 0,02 \text{ кВт}/(\text{м}^2 \cdot K)$ [15]) стабілізоване значення температури рідини перевищуватиме $500 \text{ }^{\circ}C$, що є неприпустимим. Зважаючи, що час стабілізації температури в гідросистемі складає декілька годин, тобто набагато більший за час такту в циклограмі, отримаємо значно менше дійсне значення температури рідини наприкінці такту. Але для його визначення необхідне врахування тривалості такту, розподілу доданої потужності по циклограмі, початкових умов поточного такту.

Варіантом підвищення динамічної відповідності між додатними та від'ємними тепловими потоками можна вважати залучення керованих теплообмінних процесів до технологічного циклу. Враховуючи теплоакумуючі властивості рідини та конструктивних елементів приводу є можливість, з врахуванням відомої циклограми змін потужності додатного потоку, побудувати раціональну циклограму потужності від'ємного потоку за допомогою випереджуючого керування теплообмінними процесами.

Вихідними даними для розрахунку циклограми від'ємного теплового потоку є параметри циклограми та параметри дій приводу в кожному режимі роботи.

Дані розподілено на структурні (табл. 1), тепло-гідравлічні та дані щодо вихідного стану системи і оточуючого середовища.

Розрахунок нерівномірності перетворень підведеної потужності до теплового потоку, що сприймає робоча рідина, здійснено на основі тепло-гідравлічних даних з врахуванням теплообміну з навколишнім середовищем:

$$q_i = \sum_{i=1}^j q_{\Gamma A_i} + \sum_{i=1}^k q_{l_i} + \sum_{i=1}^m q_{M_i} - \sum_{i=1}^n q_{m_{oi}}, \quad (9)$$

де $\sum_{i=1}^j q_{\Gamma A_i} = \sum_{i=1}^j N_{\Gamma A_i}$ – тепловий потік, отриманий від

вtrat потужності на гідроапаратах; $\sum_{i=1}^k q_{l_i} = \sum_{i=1}^k N_{l_i}$ –

тепловий потік, отриманий від вtrat тиску в гідролініях; $\sum_{i=1}^m q_{M_i} = \sum_{i=1}^m N_{M_i}$ – тепловий потік,

отриманий від місцевих опорів;

Таблиця 1 – Структурні дані опису *i*-го режиму роботи системи

№ режиму	Кількість тактів	Повторюваність режиму	Комплект виконавчих пристроїв	Тривалість циклу за тактами	Задіяні пристрої за тактами	Параметри дій за тактами
<i>i</i>	m_i	T_i / T_{expl}	$\{Z\}_n$	$\Delta T_1, \dots, \Delta T_m$	$\Phi_i(\{Z\}_n)$	$\Psi_i(\{Z\}_n)$

$\sum_{i=1}^n q_{m_{o_i}} = q_{m_{o_1}} + q_{m_{o_2}} + \dots + q_{m_{o_n}}$ – сумарні втрати теплоти за цикл роботи системи.

Спрощений розрахунок теплообміну системи з навколишнім середовищем враховує втрати теплоти через стінки трубопроводів, втрати теплоти через гідроапарати, втрати теплоти через теплопровідні поверхні баку. В основу розрахунків покладено залежність [15]:

$$q_{m_{o_i}} = F_i \cdot q_{mn_i}, [Bm], \quad (10)$$

де $F_i, [M^2]$ – площа, через яку здійснюється конвективний теплообмін з навколишнім середовищем; $q_{mn_i}, [Bm / M^2]$ – щільність теплового потоку через однорідну плоску стінку.

Щільність теплового потоку для однорідної плоскої стінки розраховано в припущенні сталої температури оточуючого середовища за [15]:

$$q_{mn_i} = \frac{\lambda_i}{\delta_i} (t_1 - t_2), [Bm / M^2], \quad (11)$$

де $\lambda_i, [Bm / M \cdot ^\circ C]$ – коефіцієнт теплопровідності; $\delta_i, [M]$ – товщина однорідної плоскої стінки; $t_1, [^\circ C]$ – температура робочої рідини; $t_2, [^\circ C] = const$ – температура навколишнього середовища.

Для пристроїв, що мають поверхні з нерівномірною товщиною стінок, зроблено припущення, щодо визначення теплопровідності за середнім значенням товщини при еквівалентності мас стінок. Другим варіантом розрахунку є апроксимація товщини стінки ступінчастою функцією з розрахунком щільності теплового потоку для кожної ділянки окремо.

За відомим значенням генерованого в системі теплового потоку та відведеного теплового потоку до зовнішнього середовища розраховано кількість теплоти $\theta_i, [Дж]$, підведеної до робочої рідини за контрольний проміжок часу:

$$\theta_i = q_i \cdot t_i, \quad (12)$$

де $t_i, [c]$ – час, витрачений на заміщення робочої рідини в каналах гідросистеми в *i*-му режимі роботи.

Відповідно до режиму роботи системи, за принциповою схемою, визначено перелік задіяних пристроїв та каналів, за якими, згідно з (9), визначено кількість доданої теплоти.

З іншого боку, додана кількість теплоти має

переходити в підвищення температури конструкційних елементів та тієї маси рідини, що проходить крізь систему за контрольний час [20]:

$$\theta_i = c \cdot m_i \cdot \Delta t_i, \quad (13)$$

де $c, [Дж / (кг \cdot c)]$ – коефіцієнт теплоємності рідини; $m = W \cdot \rho, [кг]$ – маса рідини, що була заміщена в каналах системи за контрольний час; $\Delta t_i = t_2^i - t_1^i, [^\circ C]$ – різниця температури рідини від входження в *i*-й трубопровід (канал) до її виходу з трубопроводу.

Відповідно до складу задіяних в такті трубопроводів, каналів та апаратів, за (12) та (5), визначено приріст температури, наданий масі рідини, що була заміщена:

$$\Delta t_i = \theta_i / (c \cdot m_i) \quad (14)$$

Рідина із зміненою температурою поступає в бак, що призводить до зміни температури рідини в баку та зміни початкової температури рідини, що потрапляє до трубопроводів системи. Для визначення температури робочої рідини в баці, об'єм баку розділено на *n* частин, де $n = W_t / W_{\Delta t}$. Поточне значення температури в баці визначено за залежністю:

$$t_T = ((t_T^{\text{init}} + \Delta t_i) + ((n - 1) \cdot t_T^{\text{init}})) / n, \quad (15)$$

де t_T – поточна температура рідини в баку, t_T^{init} – початкова температура рідини що поступає до трубопроводу для поточного інтервалу часу.

Розрахунок залежності змін температури рідини в часі для гідросистеми виконано за алгоритмом циклічного перерахунку залежностей (9) – (15) для фіксованого положення розподільної та регулюючої апаратури і параметрів поточного режиму (рис. 1).

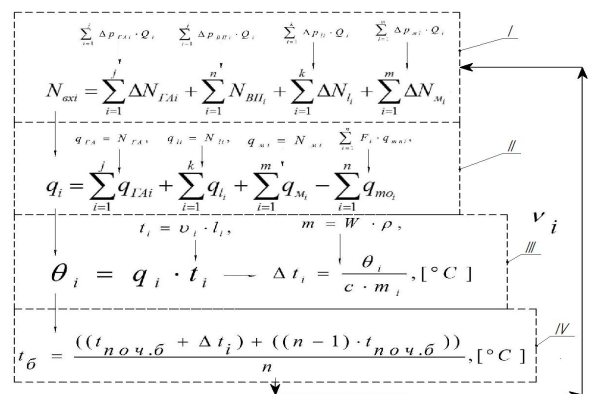


Рис. 1 – Структура алгоритму розрахунку часу стабілізації та температури рідини для *i*-го режиму роботи гідроприводу

Фіксація стану пристроїв системи дозволяє задати константами комплект гідравлічних місцевих опорів та опорів по довжині, площу поверхонь теплообміну і коефіцієнти тепловіддачі для кожного такту. З урахуванням витрати рідини для кожного гідравлічного опору здійснюється розрахунок потужності і енергії, що переходять в тепло.

Тестовий модельний експеримент було виконано для системи гідравлічного штампувального пресу в роботі якого задіяно п'ять гідроциліндрів: ц1, ц2 – штампувальні циліндри, ц3 – циліндр подачі, ц4, ц5 – циліндри підйому. Основні параметри, що було використано при моделюванні, наведено в таблиці 2.

Таблиця 2 – Параметри гідроприводу штампувального пресу

№ режиму	Кількість тактів	Тривалість режиму, с	Кількість виконавчих пристроїв	Час циклу, с	Розрахункова потужність, Вт
1	11	2500	5	49±1	2921,216
2	11	2500	5	49±1	3827,968
3	11	2500	5	49±1	4734,72

Система багатократно повторює однакову циклограму в трьох режимах, тривалість кожного з яких складає приблизно 40 хвилин. Циклограма складається з 11 тактів і система її відпрацьовує за 48...50 секунд (рис. 2). Основна відмінність циклограм для різних режимів полягає в різних зусиллях штампування, що забезпечують циліндри ц1 та ц2, які спрацьовують одночасно. Послідовність всіх дій для кожного режиму однакова.

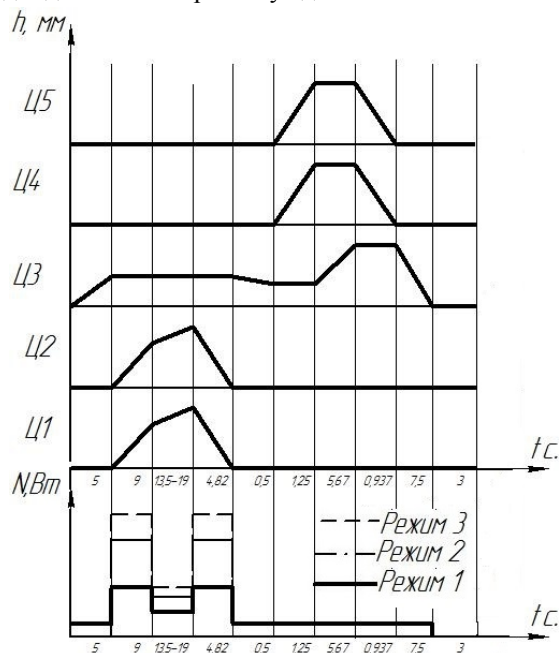


Рис. 2 – Циклограма роботи гідроприводу штампувального пресу: ц1, ц2 – штампувальні циліндри, ц3 – циліндр подачі; ц4, ц5 – циліндри підйому

Вихідні дані модельного експерименту: робоча

рідина – NUTO H22; $Q_H = 0,002 \text{ м}^3/\text{с}$ – подача насосу; $Q_1 = 0,001 \text{ м}^3/\text{с}$ – витрата в циліндрах ц1 і ц2 при швидкому підводі; $Q_2 = 0,000040192 \text{ м}^3/\text{с}$ – витрата в циліндрах ц1 і ц2 при робочому ході; $Q_3 = 0,00005024 \text{ м}^3/\text{с}$ – витрата в циліндрах ц3 і ц5; $Q_4 = 0,002 \text{ м}^3/\text{с}$ – витрата в 1-ому трубопроводі; $Q_5 = 0,00005024 \text{ м}^3/\text{с}$ – витрата в 2-ому та 3-ому трубопроводах; $Q_{pn2} = Q_{pn3} = Q_5$ – витрата через регулятори потоку; $Q_{p2} = Q_{p3} = Q_{pn}$ – витрата через розподільники; $Q_{кр} = 0,00005024 \text{ м}^3/\text{с}$ – витрата через редукційний клапан; $Q_{pn1} = Q_{p1} = Q_{p4x} = Q_{dn1,2} = Q_4$ – витрата через гідроапаратуру в першій лінії для холостого ходу циліндрів ц1 і ц2; $Q_{pn1} = Q_{p1} = Q_{p4x} = Q_{dn1,2} = Q_{pn4} = Q_2$ – витрата через гідроапаратуру в першій лінії для робочого ходу гідроциліндрів; $p_H = 17,5 \text{ МПа}$ – тиск насосу; $p_{кр} = 6 \text{ МПа}$ – тиск редукційного клапану; $p_{ц1,ц2} = 6 \text{ МПа}$ – тиск в циліндрах ц1 і ц2 при 1-ому режимі роботи; $p_{ц1,ц2} = 12 \text{ МПа}$ – тиск в циліндрах ц1 і ц2 при 2-ому режимі роботи; $p_{ц1,ц2} = 15 \text{ МПа}$ – тиск в циліндрах ц1 і ц2 при 3-ому режимі роботи; $p_{ц3,ц4,ц5} = 6 \text{ МПа}$ – тиск в циліндрах ц3, ц4, ц5; $t_{н.с.} = 18^\circ \text{C}$ – температура навколишнього середовища; $W_0 = 1500 \text{ л}$ – об'єм робочої рідини в баці; $\rho = 850 \text{ кг/м}^3$ – густина робочої рідини; $d_{mp1} = 0,02 \text{ м}$ – діаметр першого та допоміжного трубопроводу; $d_{mp2,3} = 0,008 \text{ м}$ – діаметр другого та третього трубопроводу.

При моделюванні було враховано гідравлічний опір задіяного обладнання для кожного такту, початкову температуру робочої рідини, зміну ліній живлення та зливу рідини при переходах між тактами. Не врахована різна температура апаратів та гідравлічних каналів системи, нерівномірність розподілу температури рідини в баці, коливання тривалості тактів і циклу, спричинені зміною в'язкості рідини.

На першому етапі програма модельних експериментів передбачала дослідження процесу стабілізації температури робочої рідини під час роботи системи в незмінному режимі (рис. 3а). Експеримент було повторено для різних початкових значень температури робочої рідини в діапазоні від 15 до 30 °С. Модельний час досліджень було обмежено швидкістю зміни температури, а саме – коливаннями температури, що не перевищували 0,5 °С за 10 хвилин. Отримані залежності вказують на ідентичність процесу стабілізації в розглянутому діапазоні змін потужності (від 1-го до 3-го режиму). Всі залежності мають початкову ланку з майже лінійною характеристикою. Тривалість цієї ланки складає близько 25...30 хвилин і температура сягає близько 30 % максимального значення. Далі процес зростання температури значно уповільнюється і при

терміні 3...3,5 години рідина розігрівається приблизно до (92...94) % стабілізованого значення. Процес остаточної стабілізації для різних режимів мав дещо різну тривалість, але це можна вважати і наслідком різних стабілізованих значень температури.

Зауважимо, що наслідком різних стабілізованих значень є не тільки різна температура рідини, але і різна в'язкість рідини. В результаті суттєвого зменшення в'язкості (третій режим) зменшуються і втрати тиску на гідравлічних елементах та трубопроводах, а це призводить до відносного зменшення частки потужності, що перетворюється в тепловий потік. Були отримані наступні дані: для першого режиму роботи системи – температура $t_{\text{стаб}}=58\text{ }^{\circ}\text{C}$, час $T_{\text{стаб}}=13,5$ год; для другого режиму роботи – температура $t_{\text{стаб}}=87\text{ }^{\circ}\text{C}$, час $T_{\text{стаб}}=13,52$ год; для третього режиму роботи – температура $t_{\text{стаб}}=103\text{ }^{\circ}\text{C}$, час $T_{\text{стаб}}=13,7$ год.

За результатами першого тестового експерименту було зроблено висновок: процес стабілізації температури при одному експлуатаційному режимі має часову межу, в рамках якої відбувається швидко і майже лінійне зростання температури. Ця межа для однієї системи гідроприводу і подібних циклограм для різних режимів має приблизно однакове значення, яке можна охарактеризувати 0,05 від часу стабілізації температури.

Другим етапом модельних експериментів було дослідження змін температури робочої рідини при зміні режимів під час роботи системи. Програмою експерименту було передбачено відпрацювання системою 50 циклів в першому режимі (приблизно 40 хвилин), перехід до другого режиму, відпрацювання системою 50 циклів в другому режимі (приблизно 40 хвилин), повернення до першого режиму і так далі. Термін тривалості режимів вибрано таким чином, щоб він не виходив за межі лінійної ланки характеристики (рис. 3а). Модельний час досліджень було обмежено більшим часом стабілізації з двох режимів.

Модельний експеримент показав кусочно-лінійну характеристику змін температури рідини (рис. 3б). Для визначення кута нахилу кожної лінійної ланки, тривалістю близько 40 хвилин, визначальними є початкова координата температури і температура стабілізації наступного режиму (див. рис. 3а). Якщо температура стабілізації перевищує температуру початкової координати наступної ланки, то відбувається процес розігріву рідини. Коли температура на момент зміни режиму більша за стабілізоване значення для наступного режиму, то відбувається зниження температури рідини, чому відповідають ланки з від'ємним кутом нахилу (рис. 3б). На декількох ділянках обидва стабілізовані значення вищі за початкову температуру і тоді розігрів рідини відбувається при обох режимах. Приблизно через 12 годин початкові значення температури для обох режимів стабілізуються і теплообмінні процеси мають коливальні зміни з амплітудою $3,7\text{ }^{\circ}\text{C}$.

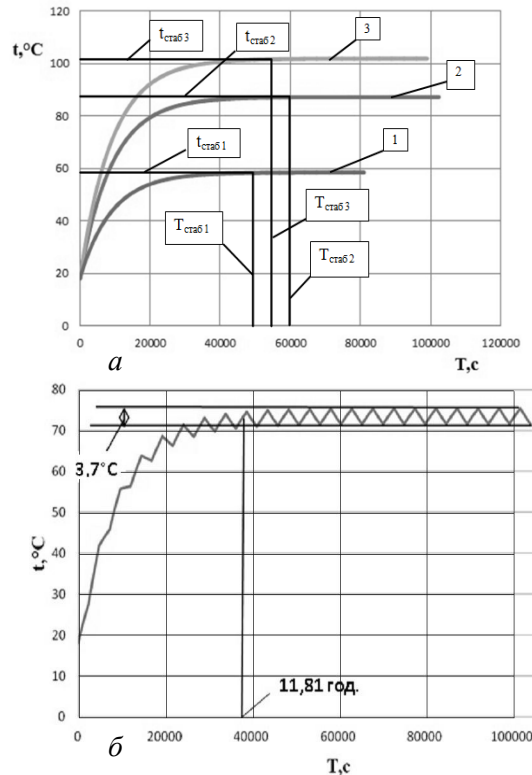


Рис. 3 – Результати тестових модельних експериментів для гідроприводу штампувального пресу:

- а) залежність температури робочої рідини від часу безперервної роботи системи в кожному з трьох режимів;
б) залежність температури робочої рідини від часу роботи системи при чергуванні 1-го та 3-го режимів через кожні 40 хвилин

За результатами другого тестового експерименту було зроблено висновок: при чергуванні режимів, які характеризуються різними стабілізованими значеннями температури рідини, а тривалість роботи в режимах не виходить за межі лінійної ланки функції стабілізації, відбуваються усталені коливання температури. При цьому час виходу системи на усталені коливання приблизно дорівнює більшому із значень часу стабілізації для розглянутих режимів.

На третьому етапі було проведено аналогічні модельні експерименти для режимів з різними значеннями середньої за цикл потужності. Встановлено, що амплітуда коливань температури може бути оцінена за кутом нахилу лінійних ланок функцій стабілізації для цих режимів та терміном роботи систем у кожному режимі і залежить від різниці середньо-циклових значень потужності (рис. 4). Результати модельних експериментів підтверджено фізичними тестовими експериментами на системі з двома гідроциліндрами, змінними рівнями навантаження та циклограмою, тривалістю 11 секунд. Відхилення результатів фізичних і модельних експериментів по поточним значенням температури не перевищує $12\text{ }^{\circ}\text{C}$, по часу стабілізації – до 20 %, по значенню стабілізованої температури не перевищує $6\text{ }^{\circ}\text{C}$.

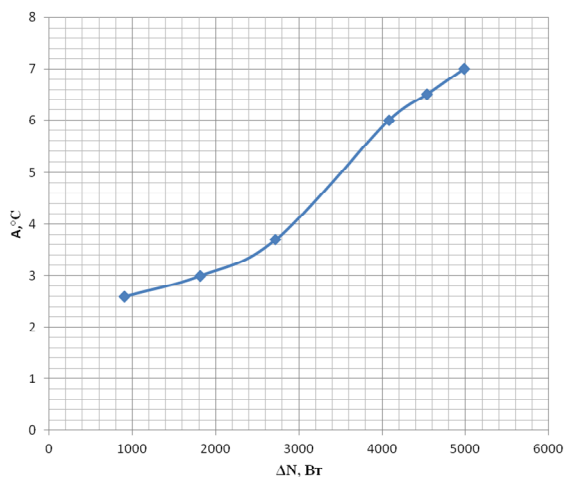


Рис. 4 – Залежність амплітуди усталених коливань температури рідини для тестової системи, що працює за двома режимами з рівними інтервалами часу від різниці середніх за циклограмою значень потужності

Висновки. Показано, що спрощений алгоритм теплогідрравлічного розрахунку в багаторежимних циклових системах гідроприводу, який враховує зміну в'язкості робочої рідини зі зміною температури, теплообмін з навколишнім середовищем через стінки трубопроводу, баку та гідроапаратів, дозволяє моделювати циклограму роботи приводу та визначати стабілізоване значення температури робочої рідини та час її стабілізації.

Встановлено, що при періодичній зміні режимів роботи гідроприводу, які відрізняються середньо-цикловою потужністю, система виходить на усталені коливання значень температури. Амплітуда коливань температури має близьку до лінійної залежність від різниці потужностей і залежить від часу перебування системи у кожному з режимів.

Запропонований алгоритм спрощеного теплогідрравлічного розрахунку може бути використано для розробки та реалізації циклограми випереджуючого підключення/відключення теплообмінних апаратів на основі розрахунку швидкості змін температури, початкового значення температури та тривалості наступного режиму роботи гідроприводу.

Список літератури

- Буренніков Ю. А. Гідрравліка, гідро- та пневмоприводи: навчальний посібник / Ю. А. Буренніков, І. А. Неміровський, Л. Г. Козлов – Вінниця: ВНТУ, 2013. – 273 с.
- Аврунин Г. А., Объемный гидропривод и гидропневмоавтоматика: учебное пособие. Г. А. Аврунин, И. В. Грицай, И. Г. Кириченко [и др.]. – Харьков: ХНАДУ, 2008. 412 с.
- Бочаров В. П. Гідрравліка та гідропневмоприсрої авіаційної техніки: Навчальний посібник / В. П. Бочаров, М. М. Глазков, Г. Й. Зайончковський, [и др.]. – К.: «НАУ-друку», 2011. – 472 с.
- Черкашенко М. В. Гідропневмоавтоматика. /М. В. Черкашенко – Харьков: Гидроэлек, 2002.- 75 с.
- Узунов А. В. Экспериментальное исследование электрогидропривода со встроенной моделью / А. В. Узунов, А. А. Балагурин. // Вісник Кременчуцького державного політехнічного університету імені Михайла Остроградського. – 2008– №2 (49). С. 28-32.
- Репин А. И. Идентификация и адаптация автоматических систем регулирования с использованием имитационных моделей. / А.

- И. Репин, А. Н. Максимов, Н. И. Смирнов, [и др.]. // ИММОД 2007: сб. тр. конф. – Санкт-Петербург: ФГУП ЦНИИ технологии судостроения, 2007. – С. 178 – 182.
- Козлов Л. Г. Гідропривод з пропорційним регулюванням швидкості паралельно підключених гідроциліндрів / Л. Г. Козлов,, С. М. Лозовський., С. Л. Козлов // Вісник Хмельницького національного університету. –2010 – №3. – С. 38-43.
- Экснер Х. (Свейников) Гідропривод. Основы и компоненты. Учебный курс по гидравлике. Том 1. / Х. Экснер, Р. Фрейтаг, [и др.]; – Эрбах: Бош Рекстрот АГ, 2003. – 323 с.
- Свейников В. К. Станочные гидроприводы./ В. К. Свейников. А. А. Усов . – М.: Машиностроение, 1988. – 512 с.
- Дрекслер П. Учебный курс по гидравлике Том 3: проектирование и сооружение гидроустановок/ П.Дрекслер, Х. Фаати, Ф. Файхт [и др.]. – Манесманн Рексрот ГмбХ, Лор на Майне. – 1988. – 76 с.
- Лурье З. Я. Уравнение состояния и физико-механические характеристики рабочей жидкости при моделировании переходных процессов в гидроприводе / З. Я. Лурье, И. В. Николенко, А. Н. Рыжакон // «Промышленная гидравлика и пневматика». – 2013. – №3(41). – С. 49–58.
- Кутателадзе С. С. Основы теории теплообмена /С. С. Кутателадзе – Изд. 5-е перераб. и доп. – М.: Атомиздат, 1979. – 416 с.
- Петухов Б. С. Теплообмен и гидравлическое сопротивление в трубах при турбулентном течении жидкости околокритических параметров состояния / Б. С. Петухов, В. А. Курганов, В. Б. Анкудинов // ТВТ, – 1983. – № 1(21) – С. 92–100.
- Петухов Б. С. Теплообмен и сопротивление при ламинарном течении жидкости в трубах / Б. С. Петухов. – М.: Энергия, 1967. – 411 с.
- Мухеев М. А. Основы теплопередачи. / Мухеев М. А., И. М. Мухеева . – М., «Энергия», 1977, – 344с.
- Пупена О. М., Програмування промислових контролерів у середовищі UNITY PRO О. М. Пупена., І. В. Ельєрін // Навчальний посібник . – К.: Видавництво Ліра-К, 2013. – 376 с.
- Петров И. В. Програмируемые контроллеры. Стандартные языки и приемы прикладного проектирования / И. В. Петров-М.: СОЛОН-Пресс, – 2004 – 236 с.
- Архангельский В. И., Децентрализованные информационно-управляющие системы в промышленности: монография / В. И. Архангельский, Г. Г. Грабовский., Н. Рыжук – К.: Техніка, 2006. – 530 с.
- Трофимов В. А. Рабочие жидкости систем гидропривода / В. А. Трофимов, О. М. Яхно, А. П. Губарев, [и др.]. – К.: НТУУ «КПИ», 2009. – 184 с.
- Murashchenko A. Simplified calculation of lines for hydraulic drive considering the change temperature of fluid / A. Murashchenko, O. Yakhno, A. Gubarev // Motrol. Vol. 15, № 5. – Lublin, 2013. 173-179.

References (transliterated)

- Buryennikov, Yu. A., I. A. Nemirov's'ky', and L. G. Kozlov. *Gidravlika, gidro- ta pnevmopry'vody': navchal'ny'j posibny'k*. Vinny'cya: VNTU, 2013. Print.
- Avrunin, G. A., et al. *Ob'emnyj gidroprivod i gidropnevmoavtomatika: uchebnoe posobie*. Kharkov: HNADU, 2008. Print.
- Bocharov, V. P., et al. *Gidravlika ta gidropnevmoap'stroyi aviacijnoyi texniki': Navchal'ny'j posibny'k*. K.: «NAU-druk». 2011. Print.
- Cherkashenko, M. V. *Gidropnevmoavtomatika*. Kharkov: Gidroeleks, 2002. Print.
- Uzunov, A. V. and A. A. Balagurin. "Jeksperimental'noe issledovanie jelektrogidroprivoda so vstroenoj model'ju", *Visnik Kremenuch'kogo derzhavnogo politehničnogo universitetu imeni Mihajla Ostrograds'kogo*, No. 2/2008 (49), Vol.2. 28-32. Print.
- Repin, A. I., et al. "Identifikacija i adaptacija avtomatičeskix sistem regulirovanija s ispol'zovaniem imitacionnyx modelej", *IMMOD 2007: sb. tr. konf. – Sankt-Peterburg: FGUP CNII tehnologii sudostroenija*, 2007. 178-182. Print.
- Kozlov, L. H., S. M. Lozovs'kyj, and S. L. Kozlov. "Hidropryvod z proporsionnym rehulyvannjam shvydkosti paralel'no pidklyuchenykh hidrotsylindriv", *Visnyk Khmel'nyts'koho natsional'noho universytetu*, No. 3. 2010. 38-43. Print.

8. Jeksner, H. R. et al. *Gidroprivod. Osnovy i komponenty. Uchebnyj kurs po gidravlike*. 2003. Print.
9. Sveshnikov, V. K., A. A. Usov. *Stanochnye gidroprivody: Sprav.* Moscow.: Mashinostroenie. 1988. Print.
10. Dreksler, P. H. et al. *Uchebnyj kurs po gidravlike: proektirovanie i sooruzhenie gidroustanovok*. Manesmann Rexsroth GmbH, Lor na Majne. 1988. Print.
11. Lur'e, Z. Ya., I. V. Nikolenko, and A. N. Ryzhakov. "Urvnenie sostojanija i fiziko-mehaničeskie harakteristiki rabočeje zhidkosti pri modelirovanii perehodnyh processov v gidroprivode", *Promyšlennaja gidravlika i pnevmatika*. No. 3(41). 2013. 49–58. Print.
12. Kutateladze, S. S. *Osnovy teorii teploobmena. Izd. 5-e pererab. i dop.* Moscow, Atomizdat, 1979. Print.
13. Petuhov, B. S., V. A. Kurganov, and V. B. Ankudinov. "Teploobmen i gidravličeskoe soprotivlenie v trubah pri turbulentnom tečenii zhidkosti okolo kritičeskikh parametrov sostojanija", *TVT*, No. 1(21). 1983. 92–100. Print.
14. Petuhov, B. S. *Teploobmen i soprotivlenie pri laminarnom tečenii zhidkosti v trubah*. Moscow: Jenergija, 1967. Print.
15. Miheev, M. A., I. M. Miheeva. *Osnovy teploperedachi. Izd. 2-e, stereotip*. Moscow, «Jenergija». 1977. Print.
16. Pupena, O. M., I. V. El'perin. *Prohramuvannya promyslovykh kontroleriv u seredovyshchi UNITY PRO: Navchal'nyy posibnyk*. Kiev.: Lira-K. 2013. Print.
17. Petrov, I. V. *Programmiruemye kontrollery. Standartnye jazyki i priemy prikladnogo proektirovanija*. Moscow: SOLON-Press. 2004. Print.
18. Arhangel'skij, V. I., G. G. Grabovskij, N. P. Ryzhuk. *Decentralizovannye informacionno-upravljajushhie sistemy v promyšlennosti*. Kiev: Tehnika. 2006. Print.
19. Trofimov, V. A., et. al. *Rabočie zhidkosti sistem gidroprivoda*. Kiev: NTUU «KPI». 2009. Print.
20. Murashchenko A. O. et. al. "Simplified calculation of lines for hydraulic drive considering the change temperature of fluid", *Motrol*. Vol. 15, No 5, Lublin. 2013. 173–179. Print.

Надійшла (received). 10.05.2017

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Багаторежимний гідропривод з випереджуючою стабілізацією температури рідини / О. П. Губарев, О. С. Ганпанцурова, В. Ю. Грішненко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Х.: НТУ «ХПІ», 2017. – № 22 (1244). – С. 15–22. – Бібліогр.: 20 назв. – ISSN 2411-3441.

Многорежимный гидропривод с упреждающей стабилизацией температуры жидкости / А. П. Губарев, О. С. Ганпанцурова, В. Ю. Грішненко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Х.: НТУ «ХПІ», 2017. – № 22 (1244). – С. 15–22. – Бібліогр.: 20 назв. – ISSN 2411-3441.

Multi-mode hydraulic drive with anticipatory stabilization of the working fluid temperature / О. P. Gubarev, O. S. Hanpanturova, V. Y. Hrishnenko // Bulletin of NTU "KhPI". Series : Hydraulic machinery and hydrounits. - Kh.: NTU "KhPI", 2017. – № 22 (1244). – P. 15–22. – Bibliogr.: 20 – ISSN 2411-3441.

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

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

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

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

Ганпанцурова Оксана Сергіївна – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут ім. І. Сікорського», доцент кафедри Прикладної гідроаеромеханіки і механотроніки; тел.: (044) 204-84-64; e-mail: ganpanturova@ukr.net

Ганпанцурова Оксана Сергеевна – кандидат технических наук, доцент, Национальный технический университет Украины «Киевский политехнический институт им. И. Сикорского», доцент кафедры Прикладной гидроаеромеханики и механотроники; тел.: (044) 204-84-64; e-mail: ganpanturova@ukr.net

Hanpanturova Oksana Serhiyivna – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Docent, National Technical University of Ukraine “Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute”, Associate Professor at Department of Fluid Mechanics and Mechatronics; tel.: (044) 204-84-64; e-mail: ganpanturova@ukr.net

Грішненко Віталій Юрійович – магістрант, Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут ім. І. Сікорського», кафедра Прикладної гідроаеромеханіки і механотроніки; тел.: (044) 204-84-64; e-mail: hrishnenko_ma-51m@ukr.net

Гришненко Виталий Юрьевич – магистрант, Национальный технический университет Украины «Киевский политехнический институт им. И. Сикорского», кафедра Прикладной гидроаеромеханики и механотроники; тел.: (044) 204-84-64; e-mail: hrishnenko_ma-51m@ukr.net

Grishnenko Vitalij Yuriyov`ch – Master Student, National Technical University of Ukraine “Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute”, Department of Fluid Mechanics and Mechatronics; tel.: (044) 204-84-64; e-mail: hrishnenko_ma-51m@ukr.net

UDK 621.22

*V. E. DRANKOVSKIY, K. S. REZVAYA***MATHEMATICAL MODELING OF HYDRODYNAMIC CHARACTERISTICS IN THE INLET OF A REVERSIBLE HYDRAULIC MACHINE BASED ON MATHEMATICAL MODELS**

Розглянуто математичні моделі, які дозволяють визначати гідродинамічні характеристики потоку в підвідній частині оборотних гідравлічних машин. Описано особливості потоку рідини у підвідній частині оборотної гідравлічної машини. Виконано аналіз умов робочого процесу оборотної гідравлічної машини, здійснюваний в процесі проектування проточної частини. Визначено види втрат енергії з урахуванням просторових ефектів в'язкої рідини. Розроблено група математичних моделей, орієнтованих на різні стадії проектування. Визначені особливості математичних моделей.

Ключові слова: математичне моделювання, чисельне дослідження, гідродинамічні характеристики, підвідна частина, направляючий апарат, спіральна камера, коефіцієнт опору.

Рассмотрено математические модели, которые позволяют определять гидродинамические характеристики потока в подводящей части обратимых гидравлических машин. Описаны особенности потока жидкости в подводящей части обратимой гидравлической машины. Произведен анализ условий рабочего процесса обратимой гидравлической машины, осуществляемый в процессе проектирования проточной части. Определены виды потерь энергии с учетом пространственных эффектов вязкой жидкости. Разработана группа математических моделей, ориентированных на различные стадии проектирования. Определены особенности математических моделей.

Ключевые слова: математическое моделирование, численное исследование, гидродинамические характеристики, подводящая часть, направляющий аппарат, спиральная камера, коэффициент сопротивления.

Mathematical models that allow determining the hydrodynamic flow characteristics in the inlet of reversible hydraulic machines are considered. The features of the fluid flow are described. An analysis of the operating conditions of a reversible hydraulic machine, carried out during the design of the water passage, is made. Types of energy losses, taking into account the spatial effects of a viscous fluid, are determined. A group of mathematical models, oriented at different stages of design, is developed. A new way to the design of the water passage based on the experimental results is proposed. Specific programs for the design of the water passage of reversible hydraulic machines are considered. Features of mathematical models are defined.

Keywords: mathematical modeling, numerical research, hydrodynamic characteristics, inlet, wicket gate, spiral casing, coefficient of resistance.

Introduction. The issue of predicting the hydrodynamic parameters of reversible hydraulic machines based on various models of calculating the flow of fluid in the elements of the inlet is relevant nowadays. There are models that describe the flow of fluid in reversible hydraulic machines, which have their own peculiarities in the design process. Specific programs for the design of the water passage of reversible hydraulic machines are considered.

Main part. The energy characteristics of a high-head hydraulic machine depend essentially on the shape of the fluid motion in front of the runner. In this case, the inlet must provide an axisymmetric velocity field in front of the runner. This is necessary for the realization of the model of the relative steady-state fluid motion in the runner, which is used in the design of the water passage.

The flow formed by the spiral casing and stay ring has a complex three-dimensional character. Experimental and calculated studies of the three-dimensional flow in the characteristic sections of the inlet of the hydraulic machine show that the flow in the section in front of the wicket gate can have a significant stepwise non-uniformity.

Irregularity of axial symmetry in the cross section before wicket gate occurs when spiral casing has incomplete (small) coverage angle. This disturbance is caused by the fact that some of the wicket gate blades are streamed by the flow from the spiral casing. While the other part of the blades is streamed by the flow, which comes directly from the open part of the casing [9]. There is the referenced non-uniformity in the circumferential

direction in the cross section behind the wicket gate. If there is no axial symmetry of the flow in front of the wicket gate an asymmetry of the flow in the area of the runner can be. This is due to the appearance of transverse forces which acting on the rotor of the hydraulic machine [10].

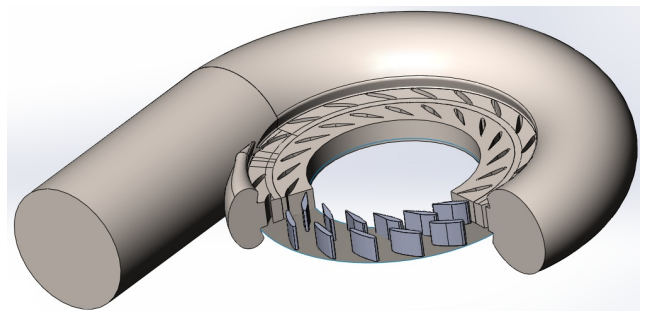


Fig. 1 – CAD model of the hydraulic machine

The non-uniformity of the distribution of the kinematic parameters in the entrance to the wicket gate along the vane height should be considered in more detail. Calculated and experimental studies show a significant uneven distribution of the radial and circumferential velocity components (1–3). In this case, the radial velocity graph has the character of a concave curve, and the graph of the distribution of the circumferential component has the form of a convex curve for high-head hydraulic machines.

The data about the flow structure in the section behind the wicket gate can be used in determination of the average kinematic characteristics of the flow.

© V. E. Drankovskiy, K. S. Rezvaya, 2017

The averaged kinematic characteristics of the wicket gate are:

$$\frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q} = f_1 \left(\frac{\bar{\Gamma}_{sc} D}{Q}, a'_0 \right); \quad (1)$$

$$\text{ctg} \tilde{\alpha}_0 = \frac{\bar{\Gamma}_0 b_0}{Q} = f_2 \left(\frac{\bar{\Gamma}_{sc} D}{Q}, a'_0 \right); \quad (2)$$

where $\frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}$ – nondimensional kinematic complex,

which characterized the direction of flow at the exit from the wicket gate; $\text{ctg} \tilde{\alpha}_0 = \frac{\bar{\Gamma}_0 b_0}{Q}$ – averaged angle of flow

at the exit from the wicket gate; $a'_0 = \frac{a_0 D_0}{z_0}$ – relative opening of the wicket gate.

Nondimensional parameters $\frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}$ and $\frac{\bar{\Gamma}_0 b_0}{Q}$

connect ratio:

$$\frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q} = \frac{\text{ctg} \tilde{\alpha}_0}{S_0}, S_0 = \frac{b_0}{D}$$

When the condition of the geometric similarity is fulfilled, the kinematic similarity condition at the output from the wicket gate for the model machine and the full-scale machine can be written in the form:

$$\frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q} = \text{idem}; \text{ctg} \tilde{\alpha}_0 = \frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q} \frac{b_0}{D} = \text{idem} \quad (3)$$

Experimental data [4] show that the reverse influence of the runner (in the area of normal operating conditions) practically does not effect on the averaged kinematic flow parameters behind the wicket gate. In other words, the averaged kinematic flow parameters behind the wicket gate do not depend on the operating mode of the turbine.

Therefore, the averaged nondimensional kinematic characteristics are determined by the geometry of the inlet. They are constant when the hydraulic machine operate with different runners of similar specific speed. That is why there is the possibility of using the kinematic characteristics (1, 2) for analyzing the working process of a hydraulic machine with different runners in a turbine-operating mode.

Referenced independence of the nondimensional kinematic characteristics shows that it is necessary to determine and investigate the kinematic characteristics of the wicket gate.

Nondimensional complexes $\frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}$ and $\frac{\bar{\Gamma}_0 b_0}{Q}$ are

very important parameters of the flow, which formed by the spiral casing and the stay ring. During variance of the

regime parameters of the hydraulic machine in the turbine mode n'_t and Q'_t with that opening of the wicket gate the streamlines in the area of the spiral casing, stay ring and wicket gate practically do not change.

Consequently, the value of the averaged angle $\tilde{\alpha}_{sc}$ will be independent of the regime parameters in the turbine mode. The direction of flow created by the spiral casing and the stay ring can be characterized by a single averaged parameter is the angle $\tilde{\alpha}_{sc}$. The spiral casings of modern hydroturbines and reversible hydraulic machines form flows with averaged angles $\tilde{\alpha}_{sc}$ in the range $25^\circ - 35^\circ$.

The creation of a sufficiently reliable (from the engineering point of view) method of calculating energy characteristics presupposes the existence of reliable methods for calculating energy losses in the elements of the water passage.

Modern methods of calculating losses are based on the application of the equations of motion of a viscous incompressible fluid [11–13]. However, implementation of such approach, despite the existing software packages (*ANSYS CFX*, *FlowVision*, *FlowER*, *OpenFOAM*, etc.), requires the three-dimensional geometry of the water passage. Nevertheless, certain difficulties appear in the initial steps of design.

Therefore, the analysis of the conditions of the working process, which is done in the process of designing the water passage, set a problem of constructing loss models. This is the dependence of the energy loss on the geometric and regime parameters of the hydromachine in the turbine mode. The presence of such dependencies allows to determine the most effective variants of the water passage by carrying out multivariate calculations. These dependencies can be used for forecasting and optimization during the design of the water passage of hydraulic machines.

The known scheme of losses division in blade systems will be used in the compilation of the mathematical model of the resistance of the inlet. The losses depend their physical nature. There are friction losses, edge losses, detached losses, shock losses, boundary losses.

Determination of these types of losses, taking into account the three-dimensional effects of a viscous fluid, requires a solid model of the flow and requires the solution of an inverse problem in the theory of hydraulic machines. It is a difficult problem at the initial stages of design.

Approximate calculation schemes will be considered. They are used in modern practice of designing the water passages of hydraulic machines in turbine mode. The inlet of the hydraulic machine during operating in the turbine mode consists of a spiral chamber, circular stay ring vanes and wicket gate. Cylindrical wicket gate plays the most important role not only in the kinematics of the flow ahead of the impeller, but also in the energy balance of the hydraulic machine. Therefore, the first step of the determination of the resistance coefficients of the inlet starts from wicket gate.

The total value of losses in the wicket gate is determined by summing the individual loss types (friction losses, edge losses, detached losses, shock losses, boundary losses), which have averaged values over rate:

$$h_{wg} = \frac{1}{Q} \int_Q \xi_{fr} \frac{C_{2m}^2}{\sin^2 \alpha_2} dQ + \frac{1}{Q} \int_Q \xi_e \frac{C_{2m}^2}{2g \sin^2 \alpha_2} dQ + \frac{1}{Q} \int_Q \xi_{sh} \frac{C_{2m}^2}{2g \sin^2 \alpha_2} dQ + \xi_b \frac{\tilde{C}_{2m}^2}{2g \sin^2 \alpha_2}. \quad (4)$$

These formulas for determination of various types of losses are used to construct the resistance model - dependence $K_{h_{wg}} = f\left(\frac{\Gamma_0 D}{Q}, \frac{\Gamma_{sc} D}{Q}, L'_{wg}\right)$.

The structure of this dependence follows from the theory of dimension. The dependencies for individual types of losses are used to obtain detailed dependents of the mathematical model. Based on the principle of loss independence, the total loss in the water passage elements can be found by summing up individual types of losses. This approach gives certain advantages, which connect with the possibility of a detailed analysis of each type of loss, depending on the geometric and mode parameters.

The using of formulas for calculating individual types of losses is possible when the velocity distribution in the cross section behind the wicket gate is known. The description of the flow in the cross section behind the wicket gate by applying of averaged kinematic parameters (averaged velocities, angles) makes it possible to replace the integral dependences for individual types of losses by algebraic dependences that relate these losses to geometric and regime parameters.

Thus, the total losses in the wicket gate can be written using the average speed in the section behind the wicket gate:

$$\bar{h}_{wg} = \bar{\xi}_{fr} \frac{\tilde{C}_2^2}{2g} + \bar{\xi}_e \frac{\tilde{C}_2^2}{2g} + \bar{\xi}_{sh} \frac{\tilde{C}_2^2}{2g} + \xi_b \frac{\tilde{C}_2^2}{2g} \quad (5)$$

where $\bar{\xi}_{fr}, \bar{\xi}_e, \bar{\xi}_{sh}, \xi_b$ are determined by formulas [8].

Take into account, that:

$$\tilde{C}_2 = \frac{\tilde{C}_{2m}}{\sin \tilde{\alpha}_2} = \frac{Q}{\sigma_0 \sin \tilde{\alpha}_2}; \sigma_0 = 2\pi r_{2wg} b_0; k_h = \frac{g\bar{h}D^4}{Q^2}$$

rewrite (5) in nondimensional form:

$$k_{h_{wg}} = \frac{1}{8\pi^2 \left(\frac{b_0}{D}\right)^2 \left(\frac{r_{2wg}}{D}\right)^2 \sin^2 \tilde{\alpha}_2} \times \left[\bar{\xi}_{fr} + \bar{\xi}_e + \bar{\xi}_{sh} + \xi_b \right] \quad (6)$$

Coefficients ξ_{wg} и $k_{h_{wg}}$ are related

$$\xi_{wg} = \frac{\bar{h}_{wg}}{\frac{\tilde{C}_2^2}{2g}} = \frac{\bar{h}_{wg} \sin^2 \tilde{\alpha}_2}{\frac{\tilde{C}_{2m}^2}{2g}} = \frac{2gh_{wg} \sin^2 \tilde{\alpha}_2 D_{2wg}^2 b_0^2 \pi^2}{Q^2}; \quad (7)$$

$$\xi_{wg} = k_{h_{wg}} 2\pi^2 D_{2wg}'^2 b_0'^2 \sin^2 \tilde{\alpha}_0, \quad (8)$$

where $D_{2wg}' = \frac{D_{2wg}}{D}; b_0' = \frac{b_0}{D}$.

To transform the dependence (6) with allowance for the formulas for $(\bar{\xi}_{fr} + \bar{\xi}_e + \bar{\xi}_{sh} + \xi_b)$ and to write the formula for the resistance coefficient, which depend on geometric and kinematic parameters in the form:

$$k_{h_{wg}} = \frac{1}{8\pi^2 \left(\frac{b_{wg}}{D}\right)^2 \left(\frac{r_{2wg}}{D}\right)^2 \sin^2 \tilde{\alpha}_{2wg}} \times \left\{ \frac{2Cl_{wg}}{\sin \tilde{\alpha}_{2wg} t_{2wg}} + \frac{0,2\Delta_{wg}}{t_{2wg} \sin \tilde{\alpha}_2} + \frac{0,13l_{wg}}{\text{Re}_{wg}^{0,2} b_{wg}} \left(1 - \frac{l_{wg}}{r_{wg}}\right)^{0,8} \right. \\ \times \left[1 + 0,7 \left(1 - \frac{ctg \tilde{\alpha}_{1wg}}{ctg \tilde{\alpha}_{2wg}}\right)^2 \left(\frac{t_{2wg}}{l_{wg}}\right)^2 \cos^2 \alpha_{2wg} \right] + \\ \left. + \chi_{wg} \frac{(ctg \tilde{\alpha}_{1wg} - ctg \tilde{\alpha}_{bo_{wg}})^2 r_{2wg}^2 \sin^2 \tilde{\alpha}_2}{r_{1wg}^2} \right\} \quad (9)$$

The components in brackets are the coefficients of the friction $\xi_{fr_{wg}}$, edge $\xi_{e_{wg}}$, tip $\xi_{b_{wg}}$ and shock $\xi_{sh_{wg}}$.

A similar approach is used to write the formula of the loss factor in the stay ring vanes.

The current streamlets in the spiral casing and stay ring are constant in the range of the main turbine operation modes of the universal characteristic. This makes it possible not to take into account the shock losses that occur at the input edges of the stay ring with respect to the direction of the input flow velocity.

The total loss coefficient in the stay ring vanes:

$$k_{h_{st}} = \frac{1}{8\pi^2 \left(\frac{r_{2st}}{D}\right)^2 \left(\frac{b_{st}}{D}\right)^2 \sin^2 \alpha_{st}} \times$$

$$\times \left[\frac{2C_{I_{st}} l_{st}}{t_{2st} \sin \alpha_{2st}} + \frac{0,2\Delta_{kr.st}}{t_{2st} \sin \alpha_{2st}} + \frac{2C_{I_{st}} l_{st}}{t_{2st} \sin \alpha_{2st}} \left(\frac{2t_{2st} \sin \alpha_{2st}}{b_{st}} \right) \right] \quad (10)$$

The coefficient of resistance of the spiral chamber in a sufficiently wide range of operating conditions of the turbine varies insignificantly. In this case, coefficient can be considered constant, estimating from experimental data for hydroturbines of similar specific speed.

The losses in the spiral chamber are determined depending on the velocity head in the inlet section:

$$h_{sc} = \xi_{sc} \frac{C_{in}^2}{2g}$$

Changing $C_{in} = \frac{Q}{F_{in}}$, we can find the formula for

determine the relative loss (in relation to the head):

$$\frac{h_{sc}}{H} = \frac{\xi_{sc}}{F_{in}^2} Q^2,$$

where $F_{in}' = \frac{F_{in}}{D^2}$, F_{in} – the inlet cross section of the spiral casing.

For metal spiral casings with an angle of coverage $\phi^0 = 345^0 - 360^0$ from the experience data [5] $\xi_{sc} = 0.15-0.25$.

Association of resistance coefficients ξ_{sc} and

$k_{sc} = \frac{ghD^4}{Q^2}$ has form and in result coefficient for the spiral casing equals:

$$k_{hsc} = \frac{gh_{sc}}{HQ_I'^2} = \frac{\xi_{sc}}{2F_{sc}'^2} \quad (11)$$

The expressions for the coefficients of the spiral casing, the stay ring, the wicket gate are summed. The final expression of the losses in the inlet for the turbine operation mode of the hydraulic machine is (12)

Expression (12) is a mathematical model of the resistance of the inlet of the hydraulic machine in the turbine mode. This model describes the dependence of the resistance coefficient on the geometric parameters and the average flow angles, which are created by the spiral casing $\tilde{\alpha}_{sc}$ and the wicket gate $\tilde{\alpha}_{2wg}$.

The mathematical model of resistance (12) is the basis for carrying out a numerical research of the influence of geometric parameters on the resistance characteristic of the inlet.

$$k_{hinlet} = \frac{\xi_{sc}}{2F_{in}'^2} + \frac{1}{8\pi^2 \left(\frac{b_{st}}{D} \right)^2 \left(\frac{r_{2st}}{D} \right)^2 \sin^2 \alpha_{2st}} \times \left[\frac{2C_{I_{st}} l_{st}}{t_{2st} \sin \alpha_{2st}} \left(1 + \frac{2t_{2st} \sin \alpha_{2st}}{b_{st}} \right) + \frac{0,2\Delta_{kr.st}}{t_{2st} \sin \alpha_{2st}} \right] + \frac{1}{8\pi^2 \left(\frac{r_{2wg}}{D} \right)^2 \left(\frac{b_{wg}}{D} \right)^2 \sin^2 \alpha_{2wg}} \left\{ \frac{2C_{I_{wg}} l_{wg}}{t_{2wg} \sin \alpha_{2wg}} + \frac{0,2\Delta_{kr.wg}}{t_{2wg} \sin \alpha_{2wg}} + \frac{0,13l_{wg}}{Re_{wg}^{0,2} b_{wg}} \left(1 - \frac{l_{wg}}{r_{1wg}} \right)^{0,8} \right. \times \left. \left[1 + 0,7 \left(1 - \frac{ctg\alpha_{1wg}}{ctg\alpha_{2wg}} \right)^2 \left(\frac{t_{2wg}}{l_{wg}} \right)^2 \cos^2 \alpha_{2wg} \right] + \left. + \chi \frac{\left(ctg\alpha_{1wg} - ctg\alpha_{b.o.wg} \right)^2 r_{2wg}^2 \sin^2 \tilde{\alpha}_{2wg}}{r_{1wg}^2} \right\} \quad (12)$$

Obviously, for the reducing of the energy losses in the inlet of the turbine it is necessary to reduce the loss coefficients in the zone of the main turbine operation modes.

The goal of such study is to identify next factors: geometric and kinematic parameters. These parameters significantly affect the value and nature of the change in the loss factor in the inlet of the hydraulic machine. Such a study is necessary already at the initial stages of the design of the water passage when choosing the basic geometric parameters of the approach. The rate for high-pressure reversible hydraulic machines is chosen according for the turbine regime. Then it is examined for pumping regime.

It is known that an increase in the inlet section of the spiral casing contributes to a decrease in energy losses in the inlet and, consequently, to an improvement in the power parameters of the hydraulic machine, while the size of the spiral casing increases. This is due to increased construction costs, but there may be problems in the pump operation mode.

Therefore, the choice of the geometry of the inlet must be made in each particular case on the basis of a comparison numerical analysis of energy losses for various geometric parameters. Naturally, the results of such an analysis should be consistent with the data of technical and economic calculations to determine the cost of construction and hydraulic equipment.

The spiral casing and the stay ring form in front of the wicket gate a flow of a certain direction, which is characterized by the angle of flow. $\tilde{\alpha}_{sc}$.

When the geometry of the spiral chamber and the stay ring changes, the magnitude of the angle changes and, consequently, the flow conditions of the guide vane blades change. Due to this the resistance coefficient of the guide is changed.

In Fig. 2–4 there is the dependence of the coefficient of resistance k_{wg} on the average flow angles $\tilde{\alpha}_{sc}$ and $\tilde{\alpha}_0$ for the wicket gate with a height $b_0=0,08$ are represented as isolines.

These graphs $\tilde{\alpha}_{sc} = \text{const}$ show that change of the resistance coefficient of the wicket gate is a function of the averaged angle $\tilde{\alpha}_0$ while the geometry of the spiral casing and the stay ring is fixed. The graphs $\tilde{\alpha}_0 = \text{const}$ characterize the change of the resistance coefficient depending on the angle of the flow $\tilde{\alpha}_{sc}$ with given opening of the wicket gate ($\tilde{\alpha}_0 = \text{const}$).

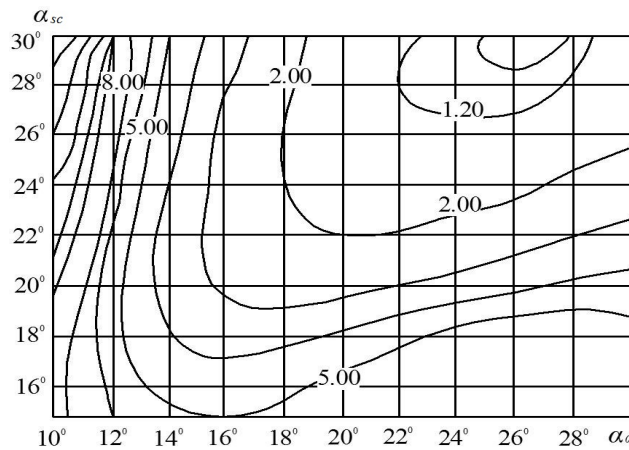


Fig. 2 – The resistant coefficient of the wicket gate with height $b_0 = 0,08$

In spiral casings the angle change $\tilde{\alpha}_{sc}$ is achieved by changing the geometric sizes of the input section and the shape of the cross sections. Therefore, the graphs $k_{wg} = f(\tilde{\alpha}_{sc}, \tilde{\alpha}_0)$ that are shown in fig. 1 indicate the influence of the geometric parameters of the spiral chamber and stay ring on the resistance characteristic of the wicket gate.

There are dependencies for the wicket gate $k_{wg} = f(\tilde{\alpha}_0)$ with a height $\frac{b_0}{D} = 0,08$ on fig. 2 (corresponding to different angles of the spiral casing $\tilde{\alpha}_{sc} = 20^\circ, 23^\circ, 30^\circ$). As follows from the graphs, an increase in the angle of the spiral casing $\tilde{\alpha}_{sc}$ displace the minimum angle $\alpha_{0\text{min}}$ to the region of large values $\tilde{\alpha}_0$ (the angle at which the minimum of the resistance coefficient is reached). In this case, the minimum value of the coefficient of resistance $k_{wg\text{min}}$ decreases.

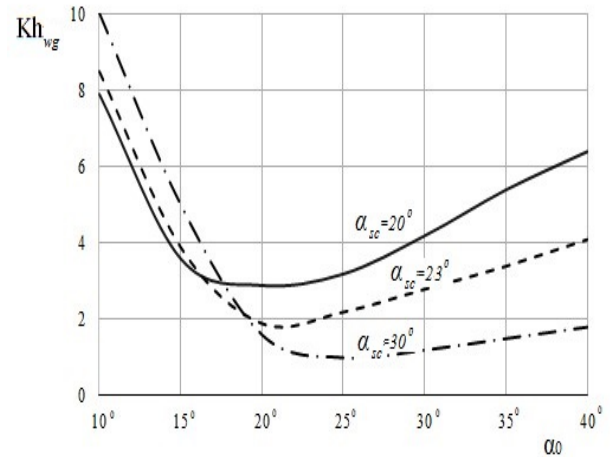


Fig. 3 – The influence of the spiral casing angle on the resistance coefficient of the wicket gate

The value $\tilde{\alpha}_{0\text{max}}$, which corresponding to the minimum of the curve $k_{wg} = f(\tilde{\alpha}_0)$, is close with $\tilde{\alpha}_{sc}$.

The graphs are shown on fig. 1–2 can be used to select the basic geometric parameters of the inlet (the diameter of the input section of the spiral, the overall dimensions of the spiral in plan) when designing the water passage of the hydraulic machine in the turbine mode.

The influence of the relative height $\frac{b_0}{D}$ on the resistance characteristic of the wicket gate $k_{wg} = f(\tilde{\alpha}_0)$ with fixed angle α_{sc} is considered below.

The dependences of the wicket gate $k_{wg} = f(\tilde{\alpha}_0)$

with different heights: $\frac{b_0}{D} = 0,06$, $\frac{b_0}{D} = 0,08$,

$\frac{b_0}{D} = 0,16$; $\frac{b_0}{D} = 0,25$ are shown in fig. 3.

As follows from the consideration of the graphs in fig. 4 the slope of the curves $k_{wg} = f(\tilde{\alpha}_0)$ increases with decreasing the height of the guide. Fig. 4 illustrates the increasing role of the wicket gate in the energy balance of the hydraulic machine with a decrease in its height.

The dependence of the loss coefficients $k_{wg} = f(\tilde{\alpha}_0)$ of the wicket gate with the vanes of the symmetrical and asymmetric profiles (convex and concave) are present on fig. 5. These graphs reflect the effect of the curvature of the vane profile on the resistance characteristic $k_{wg} = f(\tilde{\alpha}_0)$ of the wicket gate at a fixed angle of the spiral casing $\tilde{\alpha}_{sc} = 23^\circ$.

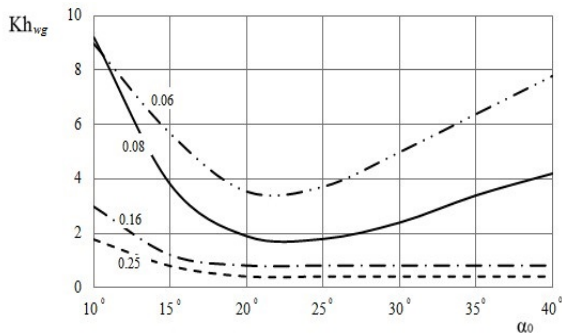


Fig. 4 – The influence of the height of the water passage on the resistance coefficient of the wicket gate

As follows from the graphs, the transition from an asymmetric profile of concave to a profile of convex leads to a shift of the curve minimum $k_{HA} = f(\alpha_0)$ to the region of large angles. The values $k_{HA \min}$, which corresponding to this minimum, decrease.

The results of a comparison of the numerical calculation with the experimental data [8] of the resistance coefficients in the inlet of the hydraulic machine ORO500 are presented on fig. 6, b. The investigated inlet consists of a spiral casing, stay ring grid and wicket gate grid (the number of columns equal to the number of vanes of the wicket gate) $z_{st} = z_{wg} = 20$. The vane of the wicket gate

has the following characteristics: grid solidity $\frac{l}{t} = 1,09$, relative profile thickness 15.6 %, relative height $\bar{b}_0 = 0,061$. The experimental hydrodynamic calibration of the research wicket gate is present on fig. 6, a. This calibration is consistent with the data obtained because of the calculation of the grating of the wicket gate with the help of the flow problem of the CKTI. The experimental values of the resistance coefficient of the inlet (fig. 6, b) agree well in the range of openings $\alpha_0 = 20 - 40$ mm with the resistance coefficients, which are obtained because of computational studies using formula (9).

The results of numerical studies show the influence of the main geometric parameters of the water passage on the resistance characteristic of the wicket gate. It is necessary to know this factor for a purposeful change in the geometry of the water passage of the hydraulic machine for the improvement of its energy parameters in the turbine mode.

The using of a mathematical model for carrying out multivariate analysis in the process of numerical investigation of the influence of the geometric parameters of the inlet is complicated by the fact that certain geometric parameters (input and output edge radii, input and output angles, etc.) vary depending on the opening of the wicket gate. This fact substantially complicates the carrying out of optimization studies. The model (9) should be simplified due to a certain decrease in the number of variable parameters. Those parameters, whose influence is most significant, remain unchanged.

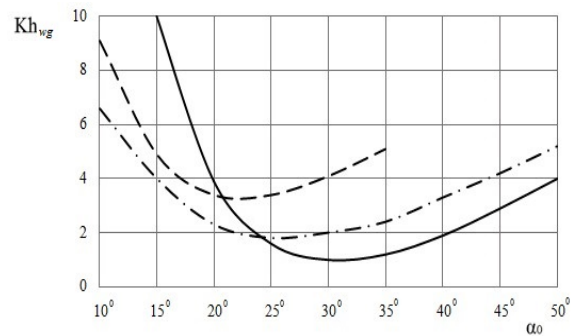


Fig. 5 – The influence of the profile of the wicket gate vane on the resistance coefficient of the wicket gate: 1 – convex (line); 2 – symmetrical (dot-dash); 3 – concave (dotted line)

Studies on simplified models are effective at the initial stages of the design of the flow section, where, as a rule, the influence of the main factors on the hydrodynamic characteristics of hydraulic machine components is revealed.

Identification methods are used to create simplified models. They provide for the construction of an identification model. The construction of the identification model is reduced to choosing the structure of the mathematical model and determining the coefficients of this model. In this case, the parameters of the model can be either by means of experimental data, that reflect the relationship between the input and output parameters of the technical researched object, or by means of a numerical experiment. The experiment is carried out on a more accurate model, which is taken as the initial one [6, 7].

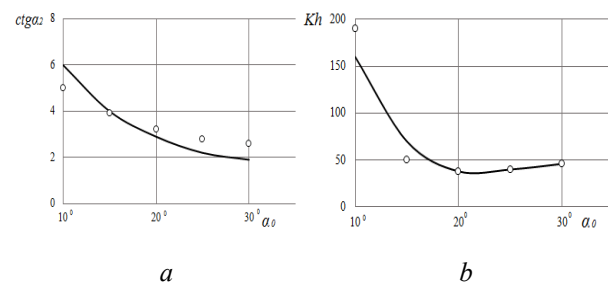


Fig. 6 – Hydrodynamic characteristics of the wicket gate with height $b_0 = 0.061$: a – $ctg\alpha_2 = f(\alpha_0)$; b – $K_h = f(\alpha_0)$ (dots – experimental data; lines – calculation data)

The calculation data on the initial model (9) are used in constructing a simplified model of the resistance of the wicket gate.

The main results of the K_h calculation:

– curves $k_{wg} = f\left(\frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}\right)$ have one minimum

when $\frac{\bar{\Gamma}_{sc} D}{Q} = const$;

– values $\left(\frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}\right)_{\min}$, which correspond curves

minimum $k_{wg} = f\left(\frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}\right)$, close to the corresponding values $\left(\frac{\bar{\Gamma}_{sc} D}{Q}\right)$;

– values $k_{H ev \min}$ of curves $k_{wg} = f\left(\frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}\right)$

depend on $\left(\frac{\bar{\Gamma}_{sc} D}{Q}\right)$;

– curves $k_{wg} = f\left(\frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}\right)$ in the region of the

minimum, can be described with sufficient accuracy by a quadratic parabola.

To assume $\frac{\bar{\Gamma}_{sc} D}{Q} = \left(\frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}\right)_{\min}$ and to take into

account considerations on the character of the curves

$k_{wg} = f\left(\frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}\right)$ in the region of the minimum, we write

the expressions for the resistance coefficient in the following structural form:

$$k_{wg} = k_{wg m} \left(\frac{\bar{\Gamma}_{sc} D}{Q}\right) + a \left(\frac{\bar{\Gamma}_{sc} D}{Q} - \frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}\right)^2. \quad (13)$$

The coefficient of the parabola a (13) depends only on the geometry of the wicket gate. The coefficient $k_{wg m}$ depends on the angle of flow, which are created by spiral casing and stay ring. With a fixed geometry of the spiral casing and stay ring $k_{wg m}$ has a constant value.

A simplified model (13) is used later for numerical research of the influence of the geometric parameters of the inlet on the power characteristics of the hydraulic machine.

A mathematical model of the resistance of the inlet has been constructed. Based on this model, an algorithm and a calculation program are compiled. The adequacy of the obtained model in the range of pressures $H = 200-500$ m is shown. An algorithm and a calculation program have been compiled, which makes it possible to carry out numerical studies of the effect of the geometric parameters of the approach on its resistance characteristic. Generalized graphs $k_{wg} = f(\tilde{\alpha}_{sc}, \tilde{\alpha}_0)$, which reflect the effect of the spiral casing and stay ring on the resistance characteristic of wicket gate, are obtained. This can be used to select the basic geometric parameters of the water passage at the initial design stages in combination with the predictive calculations of the energy characteristics. Calculations show that with a decrease in speed (increase in pressure), the shape of the resistance curve changes. Calculations based on the model allow us to identify the

character of the resistance curve with a change in the height of the wicket gate. There is a slight change in the coefficient of resistance in the range of working openings in hydraulic machines with high and medium specific speeds. The curves of the change of the resistance coefficient in slow-moving hydraulic machines are characterized by an increase in values when departing from the minimum value and have a clearly expressed minimum. This character of the change in the resistance curve with a change in the head is due to a change in the ratio of the end, shock, and friction losses. A group of mathematical models, which focuses on different stages of design, was developed. They are designed to assess losses in the case of variety of information. Based on the research performed, a new approach to the design of the water passage can be proposed. The choice of geometric parameters from normative data should be considered as the initial approximation. Geometric parameters should be refined based on a numerical analysis based on the above models, taking into account the conclusions obtained about the influence of geometric parameters.

Conclusions. When carrying out a numerical study of the water passage, one or another program can be used. This program allows at this stage to determine the necessary hydrodynamic parameters, depending on whether the geometric parameters of the characteristic sections or the water passage as a whole are known. After conducting the research, having two approaches to the problem and having obtained certain results, it is possible to choose one of several variants of the flow parts. It will be the most acceptable in the early stages of designing a reversible hydraulic machine.

Список литературы

1. Потетенко О. В. Вихревой характер движения жидкости в спиральной камере и межлопастных каналах направляющего аппарата высоконапорных радиально осевых гидротурбин РО500 / О. В. Потетенко, Н. С. Панченко // Гидравлические машины. – 1973. Вып. 7. – С. 3-9.
2. Ласенко В. Е. Экспериментальное исследование структуры потока в спиральной камере тихоходной радиально-осевой гидротурбины РО310 / В. Е. Ласенко, В. А. Булгаков, В. Э. Дранковский // Гидравлические машины. – 1977. Вып. 11. – С. 115-117.
3. Барлит В. В. Параметры потока на входе и выходе из рабочих колес радиально-осевых гидротурбин различной быстроходности / В. В. Барлит // Гидравлические машины. – 1992. Вып. 26. – С. 19-28.
4. Бельх В. А. Исследование пограничного слоя на лопатках направляющего аппарата модельной гидравлической турбины с помощью лазерного доплеровского анемометра / В. А. Бельх, О. Ф. Вакулenco, В. И. Горбенко, [и др.] // Гидравлические машины. – 1992. Вып. 26. – С. 37-47.
5. Раабе И. Гидравлические машины и установки: Пер. с нем. / И. Раабе – М.: Энергия, 1974, – 312 с.
6. Раухман Б. С. Гидродинамические характеристики радиального направляющего аппарата / Б. С. Раухман, Г. Н. Ростовцева – Энергомашиностроение. – 1970. № 5, – С. 27-29.
7. Яньшина И. Г. О гидравлических потерях энергии в радиальных направляющих аппаратах / И. Г. Яньшина // Энергомашиностроение. – 1967. № 5. – С. 8-10.
8. Колычев В. А. Гидродинамические характеристики направляющего аппарата обратимой гидромашины в турбинном режиме работы / В. А. Колычев, В. Э. Дранковский, М. Б. Мараховский // Гидравлические машины. – 1991. Вып. 25. – С. 49-57.
9. Русанов А. В. Численное исследование течения жидкости в проточной части гидротурбины ПЛ120 Кременчугской ГЭС /

- A. B. Rusanov, A. V. Linnik, P. H. Sukhorebryi, [и др.] // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydrounits. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2015. № 45 (1154). – С. 9–15
10. Гряно Л. П. Обратимые гидромашин / Л. П. Гряно. – Л.: Машиностроение, 1981. – 264 с.
 11. Rezvaya, K. The numerical research of the flow in the inlet of the high-head hydraulic turbine. K. S. Rezvaya, K., E. S. Krupa., V. E. Drankovskiy, [et. al.] Bulletin of NTU "KhPI". Series: New solutions in modern technologies. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2017, 7 (1229), 97–102, doi:10.20998/2413-4295.2017.07.13
 12. Селезнев В. Н. Исследование баланса потерь на основе расчета трехмерного течения вязкой жидкости в проточной части обратной гидромашин / В. Н. Селезнев, Г. И. Топаж // Гидротехническое строительство. – Москва: Научно-техническая фирма "Энергопрогресс", 2014. – № 11. – С. 59-62.
 13. Drankovsky V. E. Calculating three-dimensional fluid flow in the spiral casing of the reversible hydraulic machine in turbine mode / V. E. Drankovsky, K. S. Rezvaya, E. S. Krupa // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydrounits. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2016. – № 20 (1192). – p. 53–57
 - dopplerovskogo anemometra." *Gidravlicheskie mashiny* Vol. 26 (1992): 37-47. Print.
 5. Raabe, I. *Gidravlicheskie mashiny i ustanovki*. Moscow: Energiya, 1974. Print.
 6. Rauhman, B. S., and G. N. Rostovtseva "Gidrodinamicheskie karakteristiki radialnogo napravlyayuschego apparata." *Energomashinostroenie* No 5 (1970): 27-29. Print.
 7. Yanshina, I. G. "O gidravlicheskih poteryah energii v radialnykh napravlyayuschih apparatah." *Energomashinostroenie* No 5 (1967): 8-10. Print.
 8. Kolyichev, V. A., V. E. Drankovskiy, M. B. Marahovskiy "Gidrodinamicheskie karakteristiki napravlyayuschego apparata obratimoy gidromashiny v turbinnom rezhime raboty." *Gidravlicheskie mashiny* No. 25 (1991): 49-57. Print.
 9. Rusanov, A. B., et. al. "Chislennoe issledovanie techeniya zhidkosti v protochnoy chasti gidroturbiny PL20 Kremenchugskoy GES." *Bulletin of NTU "KhPI"*. Series: *Hydraulic machines and hydrounits*. – Kharkiv : NTU "KhPI" 2015. No. 45(1154). – 9–15. Print.
 10. Gryanko, L. P. *Obratimye gidromashiny*. Leningrad: Mashinostroenie, 1981. Print.
 11. Rezvaya, K. S. et. al. "The numerical research of the flow in the inlet of the high-head hydraulic turbine". *Bulletin of NTU "KhPI"*. Series: *New solutions in modern technologies*. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2017, No. 7 (1229), 97–102, doi:10.20998/2413-4295.2017.07.13. Print.
 12. Seleznev, V. N., G. I. Topazh "Issledovanie balansa poter na osnove rascheta trehmerного techeniya vyazkoy zhidkosti v protochnoy chasti obratimoy gidromashiny" *Gidrotehnicheskoe stroitelstvo*. – Moskva : Nauchno-tehnicheskaya firma "Energoprogress", 2014. – No. 11. – P. 59-62. Print.
 13. Drankovsky V. E. "Calculating three-dimensional fluid flow in the spiral casing of the reversible hydraulic machine in turbine mode." / V. E. Drankovsky, K. S. Rezvaya, E. S. Krupa // Bulletin of NTU "KhPI". Series: *Hydraulic machines and hydrounits*. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2016. – No 20 (1192). – 53–57. Print.

References (transliterated)

Received 10.05.2017

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Mathematical modeling of hydrodynamic characteristics in the inlet of a reversible hydraulic machine based on mathematical models / V. E. Drankovskiy, K. S. Rezvaya // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Харків : НТУ «ХПІ», 2017. – № 22 (1244). – С. 23–30. – Бібліогр.: 13 назв. – ISSN 2411-3441

Математическое моделирование гидродинамических характеристик в подводящей части обратной гидромашин на основе математических моделей / В. Э. Дранковский, К. С. Резвая // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Харків : НТУ «ХПІ», 2017. – № 22 (1244). – С. 23–30. – Бібліогр.: 13 назв. – ISSN 2411-3441

Mathematical modeling of hydrodynamic characteristics in the inlet of a reversible hydraulic machine based on mathematical models / V. E. Drankovskiy, K. S. Rezvaya // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydrounits. – Kharkov : NTU "KhPI", 2017. – No. 22 (1244). – P. 23–30. – Bibliogr.: 13. – ISSN 2411-3441

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

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

Дранковский Виктор Эдуардович – кандидат технічних наук, доцент, професор кафедри «Гідравлічні машини» Національного технічного університету «Харківського політехнічного інституту»; тел.: (057) 707-66-46; e-mail: drankovskiy@rambler.ru.

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

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

УДК 532.5:621.65.01

Н. Г. ШЕВЧЕНКО, А. Л. ШУДРИК, Е. Ю. БОНДАРЕНКО**ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕЧЕНИЯ ГАЗОЖИДКОСТНОЙ СМЕСИ В ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ СТУПЕНИ ПОГРУЖНОГО НАСОСА ДЛЯ ДОБЫЧИ НЕФТИ**

Проведено аналіз особливостей робочого процесу заглибного електровідцентрового насоса при перекачуванні газорідних сумішей. Дано рекомендації по вибору типу розрахункової сітки і вибору параметрів турбулентності, а також вирішувача для розрахунків мультифазних течій в програмі *OpenFOAM*. Отримано залежності втрат напору при наявності в перекачуваній рідині газу. Наведено візуалізація течії газорідної суміші в ступені.

Ключові слова: відцентровий насос, ступінь, протягом газорідної суміші, математична модель, модель турбулентності, напір, структурована сітка.

Проведен анализ особенностей рабочего процесса погружного электроцентробежного насоса при перекачке газожидкостных смесей. Даны рекомендации по выбору типа расчетной сетки и выбору параметров турбулентности, а также решателя для расчетов мультифазных течений в программе *OpenFOAM*. Получены зависимости потерь напора при наличии в перекачиваемой жидкости газа. Приведена визуализация течения газожидкостной смеси в ступени.

Ключевые слова: центробежный насос, ступень, течение газожидкостной смеси, математическая модель, модель турбулентности, напор, структурированная сетка.

The analysis of the features of the working process of a submersible electric centrifugal pump is carried out when pumping gas-liquid mixtures. Approaches to the modeling of gas-liquid flows are shown. The advantages of numerical experiments in front of field experiments are substantiated. Recommendations are given on the choice of the type of the grid and the choice of turbulence parameters, as well as the solver for calculating multiphase currents in the *OpenFOAM* program. Dependences of head losses, distribution of static pressure along the blade of the stage are obtained in the presence of gas in the pumped liquid. The flow of the gas-liquid mixture in the impeller is visualized. The theoretical and experimental statements on the structure of the flow of a multiphase fluid are visually confirmed. The coefficients for converting the pressure characteristic from water to a two-phase mixture are derived.

Keywords: centrifugal pump, stage, gas-liquid mixture flow, mathematical model, turbulence model, pressure, structured mesh.

Введение. Как правило, центробежные насосы предназначены для чистых жидкостей. Однако, эксплуатация погружных электроцентробежных насосов (ЭЦН) при добыче нефти из скважин показала, что часто насосам приходится перекачивать мультифазную – газожидкостную среду (ГЖС). Присутствие газа на входе в насос играет отрицательную роль, ухудшая напорную и энергетическую характеристики насоса. Но с другой стороны, газ, попавший в насосно-компрессорные трубы (НКТ), создает «газлифтный эффект», который способствует поднятию жидкости на дневную поверхность, уменьшая необходимый напор насоса. Обычно при высоком газовом факторе в нефтяной продукции скважин перед входом в ЭЦН устанавливают газосепаратор. Максимальную допустимую величину газосодержания на входе в насос рекомендуется принимать не более 25%. Математическое моделирование течений ГЖС в проточных каналах ЭЦН позволит прогнозировать гидравлические качества лопастных насосов на стадии проектирования и их действительные показатели при эксплуатации.

Обзор экспериментальных исследований газожидкостной среды в ЭЦН. Перекачке ГЖС посвящено множество исследований. Отметим наиболее фундаментальные исследования – работы Муравьева И. М., Мищенко И. Т., Ляпкина П. Д., Шарипова А. Г., Миннигазимова М. Г., Дроздова А. Н. Игровского В. И. [1–6]. Необходимо отметить экспериментальные исследования зарубежных авторов: Turpin J. L., Lea J. F., Bearden J. L., Dunbar C. E., Cirilo R. [7–9]. Анализ этих работ

показал, что попадание в насос свободного газа с откачиваемой жидкостью приводит к существенному деформированию напорной и энергетической характеристик насоса – уменьшению подачи жидкости, напора, КПД и к повышению мощности. Отрицательное влияние свободного газа особенно сказывается на подачах, меньших подачи оптимального режима. При наличии свободного газа в жидкости, в полостях рабочих колес и направляющих аппаратов образуются газовые каверны, не участвующие в потоке. Следствием этого уменьшается пропускная способность, нарушается энергообмен насоса с перекачиваемой средой, ухудшается процесс обтекания лопастей. В конечном итоге все эти факторы приводят к срыву подачи насоса.

Анализ экспериментальных работ [10] показал, что основными показателями, которые влияют на работу погружного центробежного насоса, является уровень газосодержания и давление на приеме насоса, а также водосодержание нефтяной продукции.

Проведение физических экспериментов по исследованию гидродинамической структуры одно- и двухфазного потоков в межлопаточных каналах вращающегося рабочего колеса ЭЦН всегда было сопряжено со сложностью осуществления визуализации и замера изучаемых параметров. Если вопросы визуализации картины течения в межлопаточных каналах импеллера в последнее время технически решались путем выполнения стенок ступени насоса из прозрачного материала и фиксации картины течения с помощью скоростной съемки [11], то проблема замера давлений и скоростей в

проточных каналах импеллера на сегодняшний день затруднена. Поэтому доступным способом исследования параметров течения в рабочем колесе ЭЦН является проведение численного (расчетного) эксперимента.

Обзор современных методов численного моделирования потока ГЖС в ЭЦН. Современное развитие гидродинамического моделирования движения жидкости и газа в проточных каналах гидромашин позволяет проводить более качественное исследование влияния ГЖС на работу ЭЦН.

Поток ГЖС в проточной части ступени ЭЦН имеет сложную структуру, поэтому его точное численное моделирование выполнить затруднительно. Выделим два основных подхода математического моделирования ГЖС в ЭЦН.

Первый подход – механистическое моделирование, основанное на решении одномерных, стационарных дифференциальных уравнений сохранения, замкнутых эмпирическими корреляциями. Наиболее известные работы – Sachdeva R. [12], Minemura K. [13], Sun D. [14] (2001), Михайлова В. Г. и Петрова П. В. [15]. Одним из основных ограничений этой математической модели (ММ) является допущение, что траектории движения газа совпадают с линиями тока жидкости – основные уравнения ММ записаны вдоль линии тока. Предложено, что линии тока совпадают с линией лопастей. Градиенты давлений от трения фаз о стенки, определяются по законам гидравлики – коэффициентами гидравлического трения. Силы трения между фазами рассматриваются для пузырькового режима течения. Учитываются ударные потери давления для ГЖС. В работах используются полуэмпирические зависимости, полученные в ходе экспериментальных исследований в университете г. Тулса (США, штат Оклахома). В последнее время модель усовершенствована для расчетов нестационарных режимов.

Второй подход – численное моделирование трехмерного турбулентного течения многофазной среды в расчетной области. В зависимости от подхода к моделированию модели многофазных течений разделяются на два основных класса: модели Лагранжа и Эйлера. В основе подхода Лагранжа лежит рассмотрение движение отдельных частиц (или групп частиц) вторичной дисперсной фазы. В основе подхода Эйлера лежит рассмотрение изменений параметров течения (скоростей, давлений) в точках пространства. Для многофазных течений при этом вводится понятие объемной доли фазы – еще одного дополнительного параметра течения. Подход Эйлера представлен моделями *VOF* (*Volume of Fluid* – метод объема жидкости), *Mixture* (модель многофазной смеси) и *Eulerian* (полная модель Эйлера).

В работах [16,17] представлены результаты численного моделирования уравнений гидродинамики 2-х фазного потока в подходе Эйлера с помощью современных программных продуктов.

В заключении следует отметить, что в связи ростом вычислительной мощности компьютеров и

развитием программных продуктов вычислительной гидродинамики (*CFD*), как лицензионных (например *ANSYS CFX*, так и с открытой интегрируемой платформой для численного моделирования задач механики сплошных сред (например, *OpenFOAM*), проведение численного эксперимента двухфазного потока в каналах ЭЦН, анализа структуры для разных режимов работы насоса, являются актуальным направлением работ.

Постановка задачи. Проведем численное моделирование турбулентного движения вязкого газожидкостного потока в ступени насоса ЭЦНД5-80 (рис. 1). Выполним исследование структуры 2-х фазного потока на расчетном $Q_{\text{опт}}$ и нерасчетных режимах ($0,75 Q_{\text{опт}}$, $1,25 Q_{\text{опт}}$) для двух значений объемной доли газа (газосодержания) на входе в насос β_g : 3 % и 10 %. Определим зависимости изменения напора отдельно в импеллере и в ступени в целом от газосодержания.

Физические свойства жидкости и газа в процессе расчета не изменяются. Влияние температуры не учитывается.

Для выполнения численного эксперимента с помощью современных программных продуктов, необходимо обосновать выбор математической модели, расчетной сетки, параметров турбулентности, граничных условий, а также решателя для расчетов мультифазных течений в программе *OpenFOAM*.

Математическая модель. Для проведения численного исследования была выбрана ММ турбулентного течения двухфазного потока вода-газ в постановке Эйлера. Фазы рассматриваются как взаимопроникающие среды: непрерывная жидкая фаза и дисперсная газовая фаза. Движение вещества каждой из фаз моделируется собственной системой уравнений движения и неразрывности, осредненных по времени (по Рейнольдсу). Согласно этой модели, уравнения записаны для каждой фазы и решаются совместно. Давление считается одним и тем же для каждой фазы. Фазы связаны между собой межфазной передачей импульса.

Ниже представлена система уравнений сохранения массы и импульса для стационарного течения 2-х фазной среды ($f = l, g$) в декартовой системе координат, вращающейся с угловой скоростью ω вокруг оси, проходящей через ее начало.

Уравнение неразрывности для каждой фазы:

$$\nabla(\beta_f \rho_f \vec{u}_f) = 0 \quad (1)$$

где ∇ – оператор Набла; β_f – объемная доля; ρ_f – плотность; u_f – вектор скорости фазы. Кроме того, объемные доли фаз должны удовлетворять соотношению:

$$\sum_f \beta_f = 1. \quad (2)$$

Уравнение импульса для непрерывной жидкой фазы:

$$\nabla(\beta_l \rho_l \vec{u}_l) = -\beta_l \nabla p + \nabla(\beta_l (\tau_l + \tau_l^T)) + \vec{F}_{D, l, g}, \quad (3)$$

для дисперсной фазы газа:

$$\nabla(\beta_g \rho_g \vec{u}_g \vec{u}_g) = -\beta_g \nabla p + \nabla(\beta_g (\tau_g + \tau_g^T)) + \vec{F}_{\omega g} - \vec{F}_{D\ l, g}, \quad (4)$$

где τ_f, τ_f^T – молекулярные и турбулентные (пульсационные) составляющие тензора напряжения для каждой фазы; p – давление (считается общими для обеих фаз); $\vec{F}_{\omega g}$ – массовая удельная сила, учитывающая вращение импеллера; $\vec{F}_{D\ l, g}$ – передача межфазного импульса фаз на единицу объема.

Течение во вращающемся рабочем колесе центробежного насоса рассматривается в относительной системе отсчета, при этом слагаемое \vec{F}_{ω} в правой части уравнений импульса выражает действие центробежных и кориолисовых сил:

$$\vec{F}_{\omega} = -\rho_i (2\vec{\omega} \times \vec{u} + \vec{\omega} \times (\vec{\omega} \times \vec{r})), \quad (5)$$

где $\vec{\omega}$ – угловая скорость вращения, \vec{r} – радиус-вектор (модуль которого равен расстоянию от данной точки до оси вращения).

Турбулентность течения для непрерывной жидкой фазы моделируется на основе SST модели [18, 19]. Для учета взаимодействия двух фаз в турбулентном потоке используются дополнительные слагаемые. Турбулентность второй фазы вычисляется с использованием полуэмпирической модели. Расчетные формулы и их обоснование представлены в работах [20, 21].

Силы сопротивления между газом и жидкой фазой (межфазная передача импульса) представляется уравнениями:

$$\vec{F}_{D\ l, g} = C_{D\ l, g} \frac{3}{4} \rho_l \frac{\beta_g}{d_b} |\vec{u}_g - \vec{u}_l| (\vec{u}_g - \vec{u}_l), \quad (6)$$

где C_D – коэффициент аэродинамического сопротивления, оказываемое газовой фазой на жидкую фазу [17, 21].

Численная реализация ММ. В работах [22, 23] представлены и проанализированы основные принципы и возможности работы с открытым пакетом *OpenFOAM* для моделирования турбулентного течения вязкой жидкости в каналах гидромашин. Сопоставлены решения тестовой задачи турбулентного течения вязкой жидкости в канале ступени ЭЦН с экспериментальными данными.

Опишем кратко основные этапы моделирования рассматриваемой задачи в пакете *OpenFOAM*.

1. Построение 3D модели расчетной схемы межлопаточного канала импеллера и направляющего аппарата центробежного насоса. В дальнейшем она экспортирована в формат «*parasolid*» для построения расчетной сетки в генераторе *ICEM CFD*.

2. Заполнение расчетной области графической трехмерной схемы ячейками расчетной сетки в пакете *ICEM CFD Student Version*.

3. Импорт сетки с помощью команды «*fluent3DMeshToFoam*».

4. Задание граничных условий (препроцессор).

5. Запуск решателя. При моделировании течения газожидкостной смеси в рабочем колесе насоса используется решатель *MRF Multiphase InterFoam*.

6. Определение искомых величин, наглядная визуализация полей расчетных параметров (постпроцессор).

На рис. 1 представлен эскиз ступени погружного насос ЭЦНД5-80.

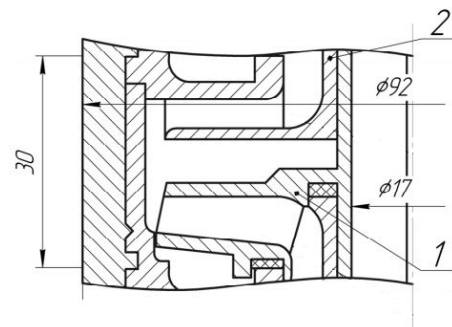


Рис. 1 – Ступень ЭЦНД:

1 – рабочее колесо; 2 – направляющий аппарат

Особенности построения расчетной сетки. В работах [24, 25] указывается, что для исследования трехмерного течения жидкости в проточных частях гидромашин для удобства и экономии времени строилась неструктурированная расчетная сетка с тетраэдральными ячейками. В данной работе проведены сравнительные расчеты двух типов сетки: неструктурированной и структурированной для межлопаточного канала ЭЦН. Результаты расчета показали, что структурированная сетка (рис. 2) с ячейками гексагональной формы дает более достоверную картину течения. Она имеет ряд преимуществ, таких как меньшее количество ячеек, ориентацию по линиям тока, лучшее качество. В дальнейших расчетах применялась эта сетка.

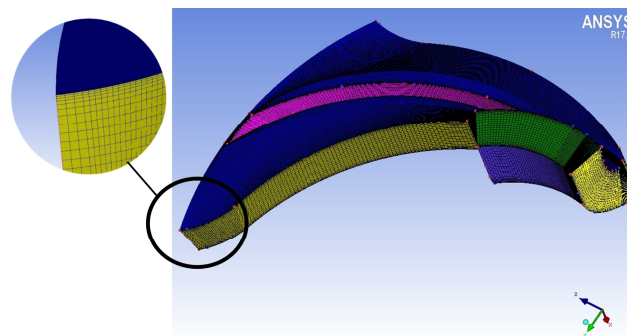


Рис. 2 – Расчетная сетка исследуемой области

Граничные условия: В качестве граничных условий на входе задавалась общая скорость смеси, которая определяется как $V = (Q_g + Q_l) / F$, а также объемная доли каждой фазы (в работе рассматривалось 3 % и 10 % газа от объема всей смеси). На выходе величина давления равная нулю.

Анализ результатов моделирования. На рис. 3 а, б представлено существенное изменение распределения фазы объемной доли воздуха по каналу

рабочего колеса при увеличении газосодержания от 3 % до 10 % при постоянном расходе.

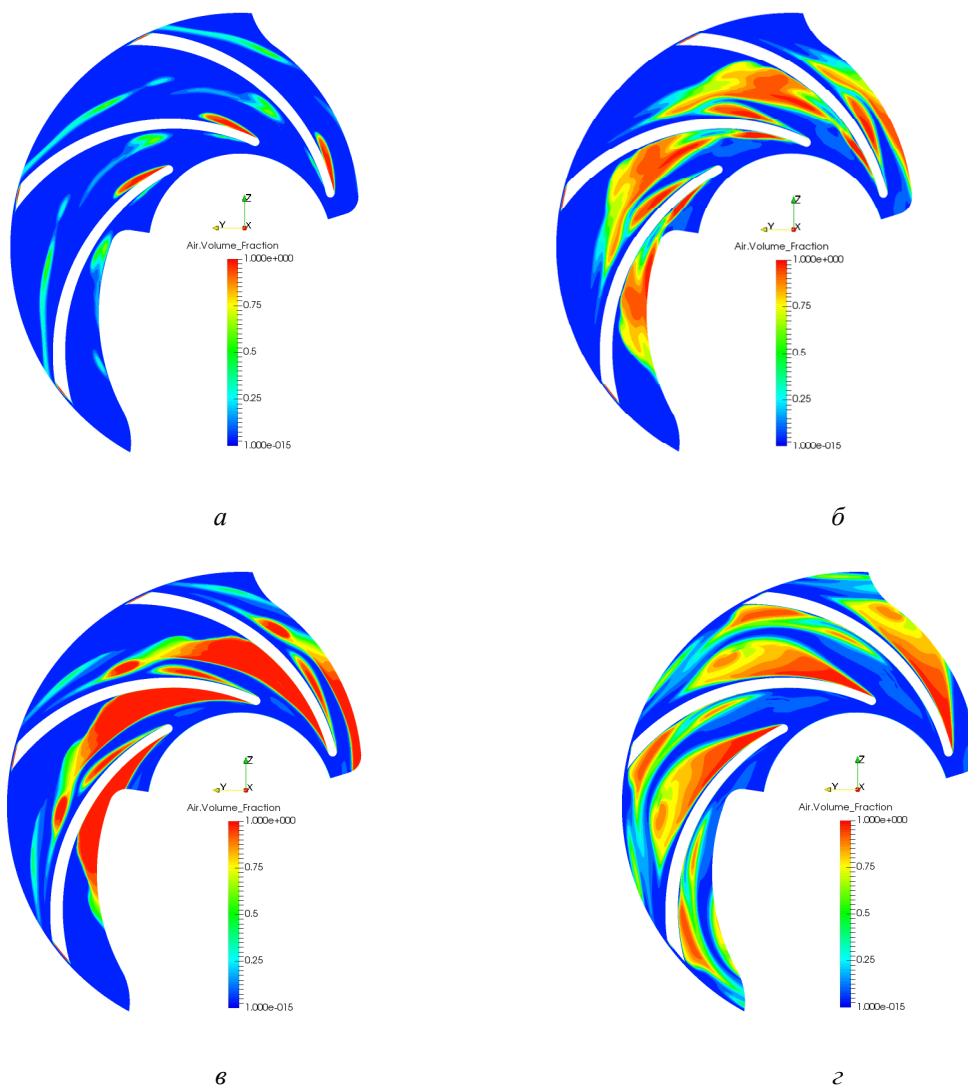


Рис. 3 – Распределение объемной доли воздуха во вращающемся импеллере:
 а – Q_{opt} , $\beta_g = 3\%$; б – Q_{opt} , $\beta_g = 10\%$; в – Q_{min} , $\beta_g = 10\%$; г – Q_{max} , $\beta_g = 10\%$

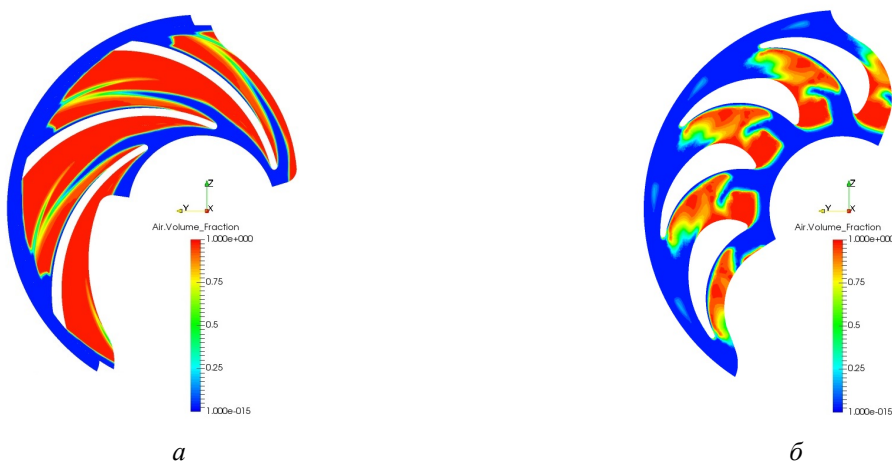


Рис. 4 – Распределение объемной доли воздуха в ступени ЭЦНД5-80 при Q_{max} , $\beta_g = 10\%$:
 а – рабочее колесо; б – направляющий аппарат

На рис. 3, в, г показано, что при увеличении расхода от $Q_{min} = 60 \text{ м}^3/\text{сут}$ до $Q_{max} = 100 \text{ м}^3/\text{сут}$ (газосодержание на входе принято 10 %) воздушный

«мешок» в канале смещается от входной зоны к выходной кромке импеллера. Вероятность срыва потока больше при малых значениях расхода.

Сравнение визуализации потоков в канале импеллера, полученных расчетным путем и экспериментально [1, 4, 11], показывает качественное сходжение. Следует отметить, что в опубликованных работах [11, 16] численное моделирование ГЖС проводилось с учетом направляющего аппарата.

Результаты расчета течения в ступени ЭЦН.

Дальнейшие численные исследования проведены для всего канала ступени: «рабочее колесо (РК) – направляющий аппарат (НА)». Известно, что основная функция НА в ступени – отвод потока от РК и подвод его к рабочему колесу следующей ступени. НА формирует структуру потока в рабочем колесе ступени. Влияние НА на структуру потока в РК можно увидеть, сравнивая распределения объемной доли воздуха в РК (импеллере), представленные на рис. 3, в и рис. 4 а. Из-за снижения давления в проточной части НА, в межлопаточных каналах мелкие пузырьки газа формируются в газовые каверны, которые препятствуют прохождению откачиваемой жидкости. При больших значениях газосодержания на входе в насос это может привести к срыву подачи (рис. 4, б) или существенному снижению напора и КПД насоса, увеличению потребляемой мощности.

На рис. 5 представлены графики распределения статического давления вдоль лопасти для трех значений газосодержания на входе в импеллер: $\beta_g = 0$; 3 % и 10 %. При увеличении газосодержания на входе в импеллер, разность давления между входной и выходной кромками рабочего колеса уменьшается из-за наличия газовых каверн в межлопаточных каналах.

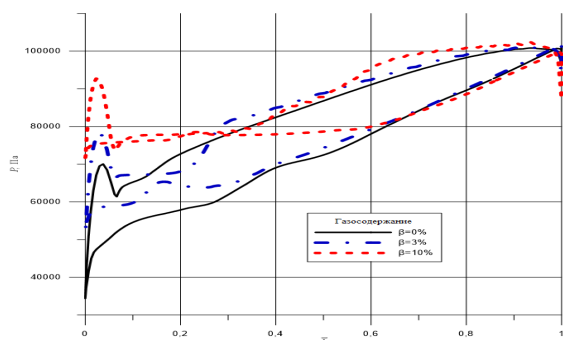


Рис. 5 – Распределение статического давления вдоль лопасти рабочего колеса

На рис. 6 представлены зависимости коэффициента снижения напора $K_H = H_{см} / H_v$ от величины газосодержания на входе в насос для трех значений расхода.

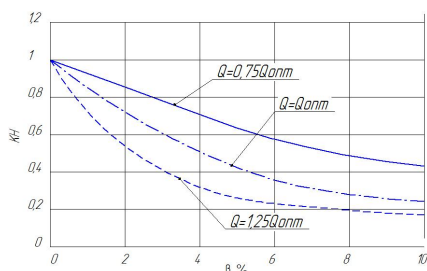


Рис. 6 – Графики зависимости коэффициента снижения напора от газосодержания на входе для ступени

Выводы. Анализ результатов, полученных при проведении численных расчетов пространственного вязкого течения газожидкостной смеси в ступени ЭЦН по программе *CFD*, наглядно показывает генерирование газовых каверн во вращающихся межлопаточных каналах РК. Следует отметить, что при проведении численного эксперимента при тении мультифазной смеси ЭЦН необходимо рассматривать только полную ступень, состоящую из импеллера и направляющего аппарата, так как последний имеет существенное влияние на структуру потока в РК. В дальнейших работах планируется учитывать влияние переменных условий эксплуатации (вязкость флюида, его обводненность, газосодержание, структуру потока) на энергетические показатели ступени.

Анализ экспериментальных исследований влияния газосодержания на работу ЭЦН показал, что общий характер изменения относительных параметров насосов близкой быстротходности одинаков. Снижение относительных параметров насосов практически не зависит от режима их работы [1].

Известно, что погружной электроцентробежный насос представляет собой уникальную конструкцию многоступенчатого центробежного насоса. Из-за ограничения габаритных диаметральных размеров скважины, напор одной ступени насоса составляет – 4–6 м. Поэтому для обеспечения требуемого напора (давления), количество ступеней ЭЦН достигает в среднем 100–500 единиц. Также известно, что по мере увеличения давления вдоль насоса (от ступени к ступени) уменьшается содержание свободного газа в продукции за счет его растворения в нефти и воде. Поэтому зависимости, представленные на рис. 6, можно использовать для расчета полной характеристики многоступенчатого насоса при перекачке ГЖС.

Список литературы

1. Муравьев И. М. Эксплуатация погружных центробежных электронасосов в вязких жидкостях и газожидкостных смесях. / И. М. Муравьев., И. Т. Мищенко – М.: Недра, 1969. 248с.
2. Мищенко И. Т. Скважинная добыча нефти. / И. Т. Мищенко – М.: Нефть и газ, 2007. 826с.
3. Ляков П. Д. Подбор установки погружного центробежного насоса к скважине. Учебное пособие / П. Д. Ляков – М.: МИНГ, 1987. – 71 с.
4. Минигазимов М. Г. Исследование влияния газа на работу погружного центробежного насоса ЭЦН5-80-800. / М. Г. Минигазимов, М. Г. Шарипов // Нефтепромысловое дело. – 1968. – №7, – С. 34-38.
5. Игrevский Л. В. Экспериментальные исследования влияния свободного газа на характеристики многоступенчатых погружных центробежных и центробежно-вихревых насосов. / Л. В. Игrevский, Е. М. Макаров // Надежность и сертификация оборудования для нефти и газа. – 2002. – №3. – С. 35-42.
6. Дроздов А. Н. Погружные лопастные насосы. Исследования характеристик на газожидкостных смесях / А. Н. Дроздов // Нефтегазовая Вертикаль. – 2011. – №11. – С. 73-77.
7. Turpin J. L. Correlation of performance data for electric submersible pumps with gas-liquid flow / J. L. Turpin, J. F. Lea and J. L. Bearden // Proc. 33rd Southwestern Petroleum Short Course. – Lubbock, Texas, 1986. – P. 267-281.
8. Dunbar C. E. Determination of proper type of gas separator / C. E. Dunbar // Microcomputer Applications in Artificial Lift Workshop – SPE Los Angeles Basin Section, Oct. 15-17, 1989.

9. Cirilio R. Gas-Liquid Flow through Electric Submersible Pumps / R. Cirilio // SPE Gulf Coast Section – ESP Workshop. – Tulsa University, 1999. – P. 1–8.
10. Ageev III. P. Российские установки лопастных насосов для добычи нефти и их применение. Энциклопедический справочник. / III. P. Ageev, E. E. Grigoryan, Makienko G. P. – Пермь: ООО «Пресс-Мастер». – 2007. – 645с.
11. Литвиненко К. В. Прогнозирование технического состояния УЭЦН в условиях интенсивного выноса мехпримесей : дисс. кан-та техн наук : 05.02.13 / К. В. Литвиненко; Уфимский Государственный нефтяной технический университет. – Уфа, 2016. – 257 с.
12. Sachdeva R. Performance of Electric Submersible Pumps in Gassy Wells of Electric Submersible Pumps in Gassy Wells / R. Sachdeva, D. Doty, Z. Smidt // SPE Production and Facilities. – 1994. – P. 55–60.
13. Minemura K. "Effects of Entrained Air on the Performance of a Centrifugal Pump" / K. Minemura, M. Murakami // Bulletin of the JSME. – 1974. – № 110, Vol. 17. – P. 1047–1055.
14. Sun D. Modeling Gas-Liquid Head Performance of Electrical Submersible Pumps. Ph. D. Dissertation / D. Sun. Oklahoma The University of Tulsa, 2003.
15. Михайлов В. Г. Гидродинамическая модель течения газожидкостной смеси в проточных каналах центробежного насоса / В. Г. Михайлов, П. В. Петров // Вестник УГАТУ. Машиностроение. Гидравлические машины, гидропневоагрегаты. – Уфа: УГАТУ, 2008. Т. 10, №1 (26). С. 44–53
16. Muller T. Numerical 3D RANS simulation of gas-liquid flow in a centrifugal pump with an Euler-Euler two-phase model and a dispersed phase distribution / T. Muller, P. Limbach, R. Skoda // Proceedings of 11th European Conference on Turbomachinery Fluid dynamics & Thermodynamics ETC11, March 23-27, 2015, Madrid, Spain.
17. Ахметов Ю. М. Численное моделирование течения газожидкостного потока в вихревой трубе. / Ю. М. Ахметов А. А. Сольвьев и др. // Вестник УГАТУ. Машиностроение. Гидравлические машины, гидропневоагрегаты. – Уфа: 2010. Т.14, №14(36). С. 32–39.
18. Menter F. R. Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications / F. R. Menter // AIAA J. – 1994. – 32, №8. – P. 1598–1605.
19. Гарбарук А. В. Моделирование турбулентности в расчетах сложных течений: Учебн. пособие // А. В. Гарбарук, М. Х. Стрелец. – СПб: Политехн. ун-т, 2012. – 88 с.
20. Kataoka I. Basic equations of turbulence in gas-liquid twophase flow / I. Kataoka I., A. Serizawa // Int. J. Multiphase Flow, - 1989. - Vol. 15, 843 p.
21. Sakr I. M. Computations of Upward Water/Air Fluid Flow in Vertical Pipes / I. M. Sakr, W. A. El-Askary // CFD Lettrs. Vol. 4(4). – 2012 P. 193–200.
22. Shudryk A. L. Using Open SOFTWARE Application Packages for of viscous incompressible fluid / A. L. Shudryk // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydrounits. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2016. – № 20(1192). – С. 53–57.
23. Christopher J. Greenshields. OpenFOAM The Open Source CFD Toolbox. User Guide.
24. Шевченко Н. Г. Особенности численного моделирования течения вязкой жидкости в каналах погружных лопастных насосов низкой и средней быстроходности / Н. Г. Шевченко, А. Л. Шудрик, Л. Р. Радченко // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydrounits. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. – № 45. – С. 76–81.
25. Drankovskiy V. E. Calculating three-dimensional fluid flow in the spiral casing of the reversible hydraulic machine in turbine mode / V. E. Drankovskiy, K. S. Rezvaya, E. S. Krupa // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydrounits. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2016. – № 20(1192). – С. 53–57.
3. Liapkov, P. D. *Podbor ustanovki pogruzhnogo tsentrobezhnogo nasosa k skvazhine. Uchebnoe posobie.* Moscow: MING, 1987. Print.
4. Minigazimov, M. G. and M. G. Shripov "Issledovanie vliyaniya gaza na rabotu pogruzhnogo tsentrobezhnogo nasosa ETsN5-80-800". *Neftepromyislovoe delo.* No. 7, 1968. 34–38. Print.
5. Igevskiy, L. V. and E. M. Makarov "Eksperimentalnyie issledovaniya vliyaniya svobodnogo gaza na harakteristiki mnogostupenchatykh pogruzhnykh tsentrobezhnykh i tsentrobezhno-vihrevykh nasosov." *Nadezhnost i sertifikatsiya oborudovaniya dlya nefii i gaza.* No. 3, 2002. 35–42. Print.
6. Drozdov, A. N. "Pogruzhnyie lopastnyie nasosyi. Issledovaniya harakteristik na gazozhidkostnykh smesyakh." *Neftegazovaya Vertikal.* No. 11, 2011. 73–77. Print.
7. Turpin, J. L., J. F. Lea and J. L. Bearden "Correlation of performance data for electric submersible pumps with gas-liquid flow." *Proc. 33rd Southwestern Petroleum Short Course. Lubbock, Texas.* 1986. 267–281. Print.
8. Dunbar, C. E. "Determination of proper type of gas separator" Microcomputer Applications in Artificial Lift Workshop – SPE Los Angeles Basin Section. Oct. 15-17, 1989.
9. Cirilio, R. "Gas-Liquid Flow through Electric Submersible Pumps" *SPE Gulf Coast Section – ESP Workshop.* – Tulsa University. 1999. – P. 1–8.
10. Ageev, Sh. R., E. E. Grigoryan and G. P. Makienko. *Rossiyskie ustanovki lopastnykh nasosov dlya dobychi nefii i ikh primeneniye. Entsiklopedicheskiy spravochnik.* Perm': ООО «Press-Master». – 2007. Print.
11. Litvinenko K. V. *Prognozirovanie tekhnicheskogo sostoyaniya UETsN v usloviyakh intensivnogo vynosa mekhprimesey. Diss. kanta tehn. nauk.* Ufa, 2016. Print.
12. Sachdeva, R., D. Doty and Z. Smidt "Performance of Electric Submersible Pumps in Gassy Wells of Electric Submersible Pumps in Gassy Wells." *SPE Production and Facilities*, 1994. 55–60. Print.
13. Minemura, K. and M. Murakami "Effects of Entrained Air on the Performance of a Centrifugal Pump." *Bulletin of the JSME.* No. 17, 1974. 1047–1055. Print.
14. Sun, D. *Modeling Gas-Liquid Head Performance of Electrical Submersible Pumps. Ph. D. Dissertation.* Oklahoma, 2003. Print.
15. Mikhaylov, V. G. and P. V. Petrov "Gidrodinamicheskaya model' techeniya gazozhidkostnoy smesi v protochnykh kanalakh tsentrobezhnogo nasosa" *Vestnik UGATU. Mashinostroyeniye. Gidravlicheskie mashyny, gidropnevoagregaty.* No. 1(26), Vol. 10. Ufa UGATU, 2008. 44–53. Print.
16. Muller, T., P. Limbach and R. Skoda "Numerical 3D RANS simulation of gas-liquid flow in a centrifugal pump with an Euler-Euler two-phase model and a dispersed phase distribution" *Proceedings of 11th European Conference on Turbomachinery Fluid dynamics & Thermodynamics ETC*, March 2015, Madrid, Spain. 23–27. Print.
17. Akhmetov, Yu. M., A. A. Soloviyev and others. "Chislennoe modelirovanie techeniya gazozhidkostnogo potoka v vikhrevoiy trube." / *Vestnik UGATU. Mashinostroyeniye. Gidravlicheskie mashyny, gidropnevoagregaty.* No. 14(36), Vol. 14. Ufa UGATU, 2010. 32–39. Print.
18. Menter, F. R. "Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications." *AIAA J.* 1994. No. 8, Vol. 32. 1598–1605. Print.
19. Garbaruk, A. V. and M. Kh. Strelets. *Modelirovanie turbulentnosti v raschetakh slozhnykh techeniy: Uchebn. Posobie.* SPb: Politekhn. un-t, 2012. Print.
20. Kataoka, I. and A. Serizawa "Basic equations of turbulence in gas-liquid twophase flow". *Int. J. Multiphase Flow.* 1989. Vol. 15. Print.
21. Sakr, I. M. and W. A. El-Askary "Computations of Upward Water/Air Fluid Flow in Vertical Pipes" / *CFD Lettrs*, 2012. Vol. 4(4). Print.
22. Shudryk, A. L. "Using Open Software Application Packages for of viscous incompressible fluid" *Visnyk NTU "HPI". Ser.: Gidravlichni mashini ta gidroagregati.* No. 20(1192). Kharkiv: NTU "KhPI", 2016. 53–57. Print.
23. Christopher, J. Greenshields. *OpenFOAM The Open Source CFD Toolbox. User Guide.* Web. 21 January 2016 <www.openfoam.com>.
24. Shevchenko, N. G., A. L. Shudrik and L. R. Radchenko "Osobennosti chislennoho modelirovaniya techeniya вязкой жидкости в каналах погружных лопастных насосов низкой и средней быстроходности." *Buletin of NTU "KhPI". Ser.: Hydraulic*

References (transliterated)

1. Muraviyov, I. M. and I. T. Mishchenko *Ekspluatatsiya pogruzhnykh tsentrobezhnykh elektronasosov v вязких жидкостях i gazozhidkostnykh smesyakh.* Moscow: Nedra, 1969. Print.
2. Mishchenko, I. T. *Skvazhinnaya dobyicha nefii.* Moscow: Neft' i gaz, 2007. Print.

- machines and hydrounits*. No. 45. Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. Print.
25. Drankovskiy, V. E., K. S. Rezvaya and E. S. Krupa "Calculating three-dimensional fluid flow in the spiral casing of the reversible hydraulic machine in turbine mode." *Buletin of NTU "KhPI". Ser.:*

Hydraulic machines and hydrounits. No. 20(1192). Kharkiv: NTU "KhPI", 2016. 53–57. Print.

Поступила (received) 05.04.2017

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Исследование течения газожидкостной смеси в проточной части ступени погружного насоса для добычи нефти / Н. Г. Шевченко, О. Л. Шудрик, Е. Ю. Бондаренко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Харків : НТУ «ХПІ», 2017. – № 22 (1244). – С. 31–37. – Библиогр.: 25 назв. – ISSN 2411-3441.

Исследование течения газожидкостной смеси в проточной части ступени погружного насоса для добычи нефти / Н. Г. Шевченко, О. Л. Шудрик, Е. Ю. Бондаренко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Харків : НТУ «ХПІ», 2017. – № 22 (1244). – С. 31–37. – Библиогр.: 25 назв. – ISSN 2411-3441.

Investigation of the flow of gas-liquid mixture in the flow part of the stage of the submersible pump for oil production / N. G. Shevchenko, O. L. Shudryk, O. Yu. Bondarenko // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydrounits. – Kharkov : NTU "KhPI", 2017. – No. 22 (1244). – P. 31–37. – Bibliogr.: 25. – ISSN 2411-3441.

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Шевченко Наталія Григорівна – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри «Гідравлічні машини»; тел.: (095) 425-18-33; e-mail: shevng@ukr.net.

Шевченко Наталья Григорьевна – кандидат технических наук, доцент, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», доцент кафедры «Гидравлические машины»; тел.: (095) 425-18-33; e-mail: shevng@ukr.net.

Shevchenko Nataliya Grygorivna – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Docent, National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Associate Professor at the Department of "Hydraulic machines"; tel.: (095) 425-18-33; e-mail: shevng@ukr.net.

Шудрик Олександр Леонідович – аспірант, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», асистент кафедри «Гідравлічні машини»; тел.: (099) 37-07-660; e-mail: shudral88@gmail.com.

Шудрик Александр Леонидович – аспирант, «Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», ассистент кафедры «Гидравлический машины»; тел.: (099) 37-07-660; e-mail: shudral88@gmail.com.

Shudryk Oleksandr Leonidovych – postgraduate, National technical university "Kharkiv Polytechnic Institute", assistant at the Department "Hydraulic machines"; tel.: (099) 37-07-660; e-mail: shudral88@gmail.com.

Бондаренко Олена Юрійвна – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», інженер кафедри «Гідравлічні машини»; тел.: (066) 521-60-15; e-mail: shudral93@gmail.com.

Бондаренко Елена Юрьевна – «Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», инженер кафедры «Гидравлический машины»; тел.: (066) 521-60-15; e-mail: shudral93@gmail.com.

Bondarenko Olena Yuriyivna – National technical university "Kharkiv Polytechnic Institute", engineer at the Department "Hydraulic machines"; tel.: (066) 521-60-15; e-mail: shudral93@gmail.com.

М. Б. МАРАХОВСКИЙ, А. И. ГАСЮК, М. М. КУЗНЕЦОВА

РАССЧЕТ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ВИНТОВЫХ ЗАБОЙНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ НА БАЗЕ УСОВЕРШЕНСТВОВАННОЙ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА.

Запропоновано математичну модель робочого процесу гвинтового вибійного двигуна, що дозволяє проводити аналіз енергетичних характеристик гідромашини на початковій стадії проектування. Отримані залежності дозволяють здійснювати прогнозну оцінку енергетичних якостей проточної частини двигуна на різних режимах роботи. Математична модель дозволяє описувати робочий процес в проточній частині гідродвигуна на початковій стадії проектування або його модернізації. Модель дозволяє проводити аналіз впливу геометричних параметрів гідродвигуна на його енергетичні якості.

Ключові слова: гвинтовий вибійний двигун, енергетична характеристика, енергетичні якості, математична модель, проточна частина, об'ємний коефіцієнт корисної дії.

Предложена математическая модель рабочего процесса винтового забойного двигателя, позволяющая производить анализ энергетических характеристик гидромашини на начальной стадии проектирования. Полученные зависимости позволяют производить прогнозную оценку энергетических качеств проточной части двигателя на различных режимах работы. Математическая модель позволяет описывать рабочий процесс в проточной части гидродвигателя на начальной стадии проектирования или его модернизации. Модель позволяет проводить анализ влияния геометрических параметров гидродвигателя на его энергетические качества.

Ключевые слова: винтовой забойный двигатель, энергетическая характеристика, энергетические качества, математическая модель, проточная часть, объемный коэффициент полезного действия.

The mathematical model of the working process of screw downhole motor that allows for analysis of the energy characteristics of the hydraulic machine at the initial stage of design. The obtained dependences allow predictive assessment of the energy qualities of the engine at different operating modes. The mathematical model allows to describe the workflow in the flow path of the hydraulic motor at the initial stage of designing or upgrading it. The model allows the analysis of the influence of the geometric parameters of the hydraulic motor on its energy quality. The technique of determining the average gap between the teeth of the rotor and stator. This allows to determine the volumetric efficiency of the engine and to investigate the influence of operational and geometric parameters of hydraulic.

Keywords: downhole motor, energy characteristics, power quality, mathematical model, hydraulics, volumetric efficiency.

Введение. Одним из основных направлений повышения технико-экономических показателей бурения скважин, является широкое использование многозаходных винтовых забойных двигателей (ВЗД).

Однако, широкое внедрение новых высокоэффективных машин сдерживалось из-за малой долговечности и невысоких показателей энергетических и эксплуатационных характеристик, обусловленных несовершенством конструкции и технологии изготовления героторных механизмов.

При проектировании современных ВЗД используется многозаходный винтовой героторный механизм, представляющий собой цилиндрическую планетарную передачу внутреннего зацепления с разницей в числах зубьев статора и ротора равной единице и межосевым расстоянием, равным половине высоты зуба героторного механизма. Особенностью таких зубчатых передач является то, что с целью упрощения технологии изготовления, зубья статора выполняются на обкладке из эластомера, привулканизованного к внутренней стенке корпуса статора.

Героторный механизм имеет натяг в зацеплении для обеспечения высоких энергетических характеристик и создания дополнительного запаса на износ зубьев. Натяг является важнейшим параметром героторного механизма. Его отсутствие вызывает утечки промывочной жидкости, снижает КПД, крутящий момент и запас на износ героторного механизма.

Большая величина натяга приводит либо к заклиниванию механизма, либо к преждевременному разрушению зубьев из-за повышенных деформаций и

трения между зубьями статора и ротора.

Для обеспечения оптимального натяга с точки зрения наибольшей долговечности героторного механизма нужно выдерживать в заданных жестких пределах диаметральные размеры, профиль зубьев, окружной и осевой шага зубьев статора и ротора.

Основная часть. При проектировании винтовых забойных двигателей механическая $\omega - M$ и гидромеханическая $P - M$ характеристики строят пересчетом эталонной характеристики двигателя (рис. 1), близкого по диаметру и кинематическому отношению или по критериям подобия [1].

Энергетические характеристики – зависимость мощности и КПД от крутящего момента - $N - M$; $\eta - M$ рассчитывают по известным формулам:

$$N = 2\pi nM \quad (1)$$

$$\eta = \frac{N}{PQ} \quad (2)$$

По построенным характеристикам определяют перепады давления в холостом P_x и тормозном P_t режимах; холостую частоту вращения n_x и тормозной момент M_t при заданном расходе жидкости Q .

Однако, для учета влияния геометрических параметров двигателя на его характеристики необходимо иметь теоретические зависимости, показывающие связь этих параметров с энергетическими характеристиками гидромашини.

Для этого строится математическая модель рабочего процесса. Рассмотрим образование крутящего момента на роторе двигателя.

В общем случае сила dF (рис. 2) равна:

$$dF = \frac{PDt}{2\pi} \sin \frac{\varphi_2}{2} d\varphi_2 \quad (3)$$

Выражение (3) получено с учетом того, что на длине шага ротора длина площадки с достаточной степенью точности описывается гармонической зависимостью [1, 2]:

$$L_p = D \sin \frac{\varphi_2}{2} \quad (4)$$

где D – расчетный диаметр

Расчетным диаметром является диаметр статора по выступам зубьев

$$D = D_k - 4e \quad (5)$$

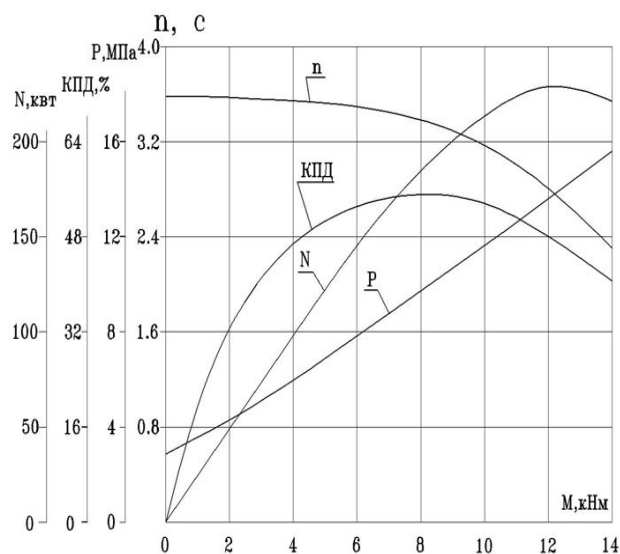


Рис. 1 – Типовая характеристика винтового забойного двигателя

А элементарная сила равна:

$$dF = PL_p dz \quad (6)$$

где:

$$dz = \frac{t}{2\pi} d\varphi_2 \quad (7)$$

Однако, для учета влияния геометрических параметров двигателя на его характеристики необходимо иметь теоретические зависимости, показывающие связь этих параметров с энергетическими характеристиками гидромашин.

$$dF_x = dF \cos \beta = \frac{PDt}{2\pi} \sin^2 \frac{\varphi_2}{2} d\varphi_2 \quad (8)$$

$$dF_y = dF \sin \beta = \frac{PDt}{4\pi} \sin \varphi_2 d\varphi_2$$

где:

$$\beta = \frac{\pi}{2} - \frac{\varphi_2}{2} \quad (9)$$

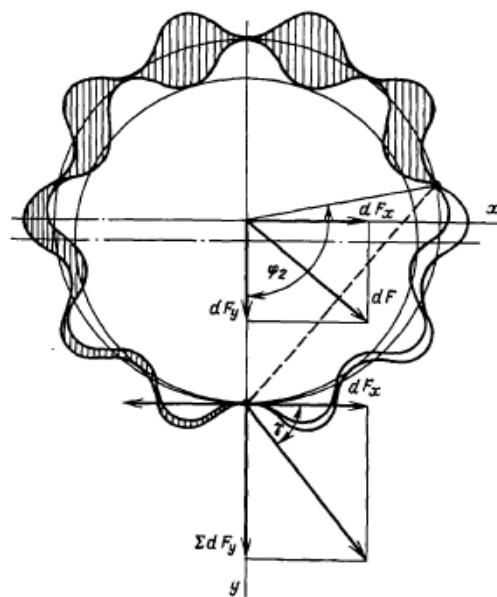
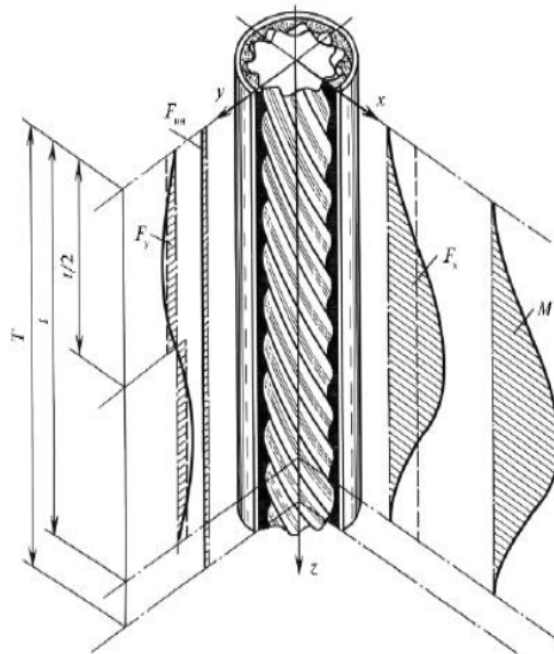


Рис. 2 – Силы и моменты в рабочих органах винтового забойного двигателя

Элементарный крутящий момент двигателя равен

$$dM = dF_x h \quad (10)$$

где: h – плечо силы, $h = D_1/2$

D_1 – диаметр начальной окружности статора.

$$D_1 = 2ez_1 \quad (11)$$

После подстановки в (10) выражений (8) и (11) получим:

$$dM = \frac{PDtez_1}{2\pi} \sin^2 \frac{\varphi_2}{2} d\varphi_2 \quad (12)$$

После интегрирования выражения для сил и момента принимают вид:

$$F_x = PD \frac{t}{2} \quad (13)$$

$$F_e = PD \frac{t}{2\pi} \quad (14)$$

$$M = PD e z_1 \frac{t}{2} \quad (15)$$

Выражение (15) представляет собой линейную функцию $M = f(P)$, что близко к экспериментальным исследованиям (Рис. 1).

Для расчета энергетических характеристик двигателя необходимо учесть потери энергии.

В винтовом забойном двигателе выделяют три вида потерь энергии [3, 1]:

- механические потери на трение в рабочих органах двигателя, шарнирном соединении и опорах шпинделя;
- объемные потери, обусловленные утечками жидкости в рабочих органах;
- гидравлические потери при течении жидкости в каналах и других проточных элементах двигателя.

Соответственно КПД двигателя равен:

$$\eta = \eta_m \eta_r \eta_o \quad (16)$$

где: η_m – механический кпд;

η_r – гидравлический кпд;

η_o – объемный кпд;

При исследовании характеристик винтового забойного двигателя довольно сложно отделить механический кпд от гидравлического, по этому для их оценки используется гидромеханический кпд:

$$\eta_{ГМ} = \eta_m \eta_r \quad (17)$$

Методика его оценки приведена в работе [1, 4].

Проведем оценку объемного кпд, как наиболее сильно влияющего на форму энергетической характеристики двигателя.

$$\eta_o = 1 - \frac{\Delta Q}{Q} \quad (18)$$

где ΔQ – объемные утечки в рабочих органах гидродвигателя.

Объемные потери возникают вследствие перетекания жидкости из камер с высоким давлением в камеры с низким давлением через зазор между ротором и статором.

Рассчитаем величину осредненного зазора между ротором и статором.

Если не учитывать перераспределение первоначального натяга на выступах и впадинах зубьев под действием упругих сил в обкладке статора, то радиальный зазор в i -ой точке контакта, измеренный по направлению нормали (см. рис. 3), для рабочих органов с любым кинематическим отношением составляет

$$\theta_i = u \sin \alpha_i - \frac{\delta}{2} \quad (19)$$

Средний расчетный зазор по длине проточной части первой контактной линии (по двум характерным сечениям):

$$\theta_{cp}^* = \frac{\sum_{i=1}^{j_1+j_2} \theta_i}{j_1 + j_2} \quad (20)$$

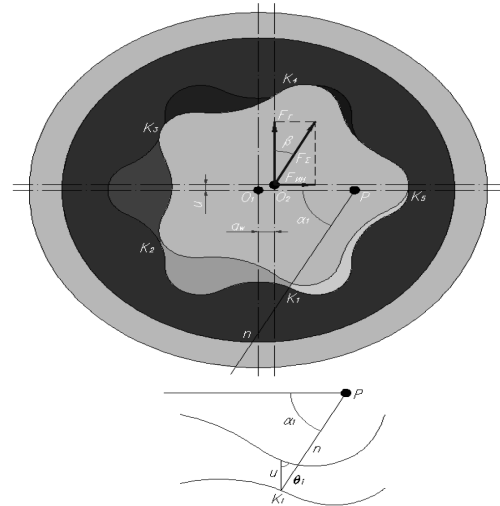


Рис. 3 – Зазор между ротором и статором

С другой стороны, среднеинтегральный зазор по длине проточной части первой контактной линии

$$\theta_{cp} = \frac{1}{F_{\varphi_2}} \int \theta d\varphi_2 \quad (21)$$

где φ_2 – угол поворота сечения ротора; F_{φ_2} – угловой период,

$$F_{\varphi_2} = \pi - \Delta\varphi_{откр} - \Delta\varphi_{закр} \quad (22)$$

Пределы интегрирования в общем случае, когда рабочие органы установлены с натягом, рассматриваются от $\Delta\varphi_{откр}$ до $\pi - \Delta\varphi_{закр}$

В случае идеального зацепления без первоначального натяга $F_{\varphi_2} = \pi$, а пределы интегрирования берутся от 0 до π .

Величины $\Delta\varphi_{откр}$, $\Delta\varphi_{закр}$ представляют собой углы поворота сечения ротора относительно характерных положений профилей ($\varphi_2 = 0$ и $\varphi_2 = 180^\circ$), соответствующие фазам раскрытия и закрытия рассматриваемой точки контакта при данном натяге («запаздывание» раскрытия и закрытия зазора). В настоящей модели в первом приближении принимается, что $\Delta\varphi_{откр} = \Delta\varphi_{закр} = \Delta\varphi$.

Тогда, подставляя в (21) выражения (22) и (19), после интегрирования получаем, что среднеинтегральный зазор не зависит от кинематического отношения:

$$\theta_{cp} = \frac{1}{F_{\varphi_2}} \int \theta d\varphi_2 = \frac{1}{\pi - 2\Delta\varphi} \int_{\Delta\varphi}^{\pi - \Delta\varphi} \left(u \sin \alpha - \frac{\delta}{2} \right) d\varphi_2 =$$

$$= \frac{1}{\pi - 2\Delta\varphi} \int_{\Delta\varphi}^{\pi - \Delta\varphi} \left(u \cos \frac{\varphi_2}{2} - \frac{\delta}{2} \right) d\varphi_2 = \frac{2u}{\pi - 2\Delta\varphi} \times$$

$$\left(\cos \frac{\Delta\varphi}{2} - \sin \frac{\Delta\varphi}{2} \right) - \frac{\delta}{2} = \frac{2u}{\pi} \times$$

$$\times \left[\frac{\pi}{\pi - 2\Delta\varphi} \left(\cos \frac{\Delta\varphi}{2} - \sin \frac{\Delta\varphi}{2} \right) - \frac{\pi\delta}{4u} \right] \quad (23)$$

Так как ширина щели (зазора) в поперечном сечении весьма незначительна, то процесс утечки следует рассматривать как истечение жидкости из диафрагмы протяженной винтообразной конфигурации с переменной кривизной сопряженных поверхностей. В этом случае скорость истечения в зазоре:

$$v = \mu \sqrt{\frac{2P_k}{\rho}} \quad (24)$$

где μ – коэффициент расхода, зависящий от конфигурации щели и характера течения жидкости, $\mu = \varphi$ так как сжатие потока утечек не учитывается.

Поскольку объемные потери определяются утечками через контактные линии, необходимо принимать во внимание, что контактные линии в рабочем цикле двигателя при вращении ротора непрерывно перемещаются от входа к выходу со скоростью

$$W = z_2 T_n \quad (25)$$

где T – шаг винтовой поверхности статора.

Эта скорость достигает больших значений (15–25 м/с – у двигателей), и пренебрегать ею нельзя. В этой связи движение жидкости в щели происходит в результате суммарного эффекта – от перепада давления и фрикционного воздействия подвижной линии.

С учетом влияния фрикционного воздействия линии контакта скорость утечки представляет собой скорость истечения жидкости относительно подвижной контактной линии:

$$\vec{u} = \vec{v} - \vec{w} \quad (26)$$

В двигателях направление движения контактной линии (от высокого давления к низкому) совпадает с направлением течения жидкости в зазорах.

Вследствие этого с увеличением частоты вращения расход утечек двигателя падает.

Если пренебречь движением контактной линии, то аналитическая зависимость объемного КПД имеет вид [1, 5]:

$$\eta_o = 1 - \frac{\mu S}{V} \sqrt{\frac{2P}{\rho}} \quad (27)$$

где: S – площадь щели

Таким образом можно рассчитать объемный КПД гидродвигателя и построить его энергетические характеристики.

Учет перемещения линии контакта ротора и статора на объемные протечки осуществляется введением эмпирической поправки [1].

Выводы:

1. Полученные результаты позволяют судить о энергетических качествах гидромашин на начальной стадии проектирования.
2. Расчетным путем представляется возможным провести сравнительный анализ энергетических качеств различных двигателей.

Список литературы

1. Балденко Д. Ф. Одновинтовые гидравлические машины. Том 2. Винтовые забойные двигатели. Ф. Д Балденко., А. Н. Гноевых М., ИРЦ «Газпром», 2006.
2. Балденко Ф. Д. Расчеты бурового оборудования. М.: РГУ нефти и газа имени И.М. Губкина, 2012. – 428 с.
3. Балденко Д. Ф. Винтовые забойные двигатели. Справочное пособие Ф. Д Балденко., А. Н. Гноевых М.: ОАО «Издательство «Недра», 1999. – 375 с
4. Гусман М. Т. Забойные винтовые двигатели для бурения скважин. Д. Ф. Балденко, А. М. Кочнев, С. С. Никомаров – М.: Недра, 1981. 232 с.
5. Буровые комплексы. Современные технологии и оборудование. Под общей ред. А. М. Гусмана и К. П. Порожского. Научное издание, Екатеринбург, 2002.

References (transliterated)

1. Baldenko, D.F., F.D Baldenko and A.N. Gnoevyh *Odnovintovyye gidravlicheskie mashiny. Vol. 2. Vintovyye zaboynyye dvigateli.* Moscow: IRC «Gazprom», 2006. Print.
2. Baldenko, F.D. *Raschety burovogo oborudovaniya.* Moscow: RGU nefti i gaza imeni I.M. Gubkina, 2012. Print.
3. Baldenko, D.F., F.D Baldenko and A.N. Gnoevyh, *Vintovyye zaboynyye dvigateli. Spravochnoe posob.* Moscow: ОАО «Izdatel'stvo «Nedra», 1999. Print.
4. Gusman, M.T., et al. *Zaboynyye vintovyye dvigateli dlja bureniya skvazhin.* Moscow; Nedra, 1981. Print.
5. Gusmana, A.M and K.P. Porozhskogo *Burovyye komplekxy. Sovremennyye tehnologii i oborudovanie.* Pod obshhej red. Nauchnoe izdanie, Ekaterinburg, 2002. Print.

Поступила (received) 15.04.2017

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Расчет энергетических характеристик винтовых забойных двигателей на базе усовершенствованной математической модели рабочего процесса. / М. Б. Мараховский, А. И. Гасюк, М. М. Кузнецова // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Харків : НТУ «ХПІ», 2017. – № 22 (1244). – С. 38–42. – Библиогр.: 5 назв. – ISSN 2411-3441.

Расчет энергетических характеристик винтовых забойных двигателей на базе усовершенствованной математической модели рабочего процесса. / М. Б. Мараховский, А. И. Гасюк, М. М. Кузнецова // Вісник

НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Харків : НТУ «ХПІ», 2017. – № 22 (1244). – С. 38–42. – Библиогр.: 5 назв. – ISSN 2411-3441.

The calculation of the energy characteristics of the downhole drilling motors on the basis of advanced mathematical model of workflow./ M. B. Marakhovsky, A. I. Gasiyk, M. M. Kuznechova // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units. – Kharkov : NTU "KhPI", 2017. – No. 22 (1244). – P. 38–42. – Bibliogr.: 5. – ISSN 2411-3441.

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Мараховський Михайло Борисович – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри «Гідравлічні машини»; тел.: (050) 464-16-73; e-mail: marakhovsky@ecopolitech.com.

Мараховский Михаил Борисович – кандидат технических наук, доцент, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», доцент кафедры «Гидравлические машины»; тел.: (050) 464-16-73; e-mail: marakhovsky@ecopolitech.com.

Marakhovsky Mikhail Borisovich – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Docent, National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Associate Professor at the Department of "Hydraulic machines"; tel.: (050) 464-16-73; e-mail: marakhovsky@ecopolitech.com.

Гасюк Олександр Іванович – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри «Гідравлічні машини»; тел.: (097) 862-08-26; e-mail: Galexfom@gmail.com.

Гасюк Александр Иванович – кандидат технических наук, доцент, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», доцент кафедры «Гидравлические машины»; тел.: (097) 862-08-26; e-mail: Galexfom@gmail.com.

Gasiyk Alexander Ivanovich –Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Docent, National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Associate Professor at the Department of "Hydraulic machine"; tel. (097) 862-08-26; e-mail: Galexfom@gmail.com.

Кузнєцова Марія Максимівна – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», старший викладач кафедри «Інтегровані технології, процеси і апарати»; тел.: (050) 948-46-78; e-mail: marta_shu@ukr.net.

Кузнєцова Мария Максимовна – кандидат технических наук, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», старший преподаватель кафедры «Интегрированные технологии, процессы и аппараты»; тел.: (050) 948-46-78; e-mail: marta_shu@ukr.net.

Kuznechova Mariya Maximovna –Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", chief lecturer at the Department of "Integrated technologies, processes and equipment"; tel. (050) 948-46-78; e-mail: marta_shu@ukr.net.

УДК 621.224.24

П. С. ЗАВЬЯЛОВ, Ю. М. КУХТЕНКОВ, Е. Н. ЦЕНТА**ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ КРУТЯЩИХ МОМЕНТОВ НА ЛОПАТКАХ НАПРАВЛЯЮЩЕГО АППАРАТА ПРИ ИХ РАССОГЛАСОВАНИИ ДЛЯ ОБРАТИМОЙ ГИДРОМАШИНЫ**

На переходных режимах работы насосных в оборотной гидромашине могут иметь место значительные гидродинамические нагрузки, которые действуют на лопатки направляющего аппарата, что может привести к авариям. Экспериментальное определение крутящих моментов на лопатках позволяет получить информацию для всего диапазона режимов работы гидромашин, что необходимо учитывать при проектировании и расчетах на прочность. В случае аварийного рассогласования лопаток характер нагрузки на них может сильно измениться. Представлены результаты экспериментальных исследований статической и динамической составляющих крутящего момента при рассогласовании лопаток гидромашин в поле универсальной четырехквadrантной характеристики для условий Днестровской ГАЭС. Исследования проводились на модели в ГТЛ ВАТ «Турбоатом».

Ключевые слова: модельная обратная гидромашин, лопатки направляющего аппарата, гидродинамический крутящий момент, тензометрический способ, универсальная четырехквadrантная характеристика, всасывающая труба.

На переходных и насосных режимах работы в обратимой гидромашине могут иметь место значительные гидродинамические нагрузки, действующие на лопатки направляющего аппарата, что может привести к авариям. Экспериментальное определение крутящих моментов на лопатках позволяет получить информацию для всего диапазона режимов работы гидромашин, что необходимо учитывать при проектировании и расчетах на прочность. В случае аварийного рассогласования лопаток характер нагрузки на них может сильно измениться. Рассогласование лопаток приводит к изменению крутящего момента. Представлены результаты экспериментальных исследований статической и динамической составляющих крутящего момента при рассогласовании лопаток гидромашин в поле универсальной четырехквadrантной характеристики для условий Днестровской ГАЭС. Исследования проводились на модели в ГТЛ ОАО «Турбоатом».

Ключевые слова: модельная обратная гидромашин, лопатки направляющего аппарата, гидродинамический крутящий момент, тензометрический способ, универсальная четырехквadrантная характеристика, отсасывающая труба.

The considerable hydrodynamic loading can appear in reversible hydraulic machine on transient and pumping modes of operation. They effect on the vanes of wicket gate, and it can leads to accidental events. Experimental determination of torques moments on vanes allows to obtain information for all range of the modes of operations of hydraulic machine. It must be taken into account at planning and calculations on durability. Character of load of vanes will strongly change in case of their accidental mismatch. There are many reasons of this: the destruction of link from the overload of wicket gate; the refuse of servomotor; the blocking of vanes by the extraneous body; the uneven load on vanes. Mismatch of vanes leads to changing of torques moments. Results of experimental researches static and dynamic components of torques moments at mismatch of vanes of hydromachine wicket gate in the field of universal four-quadrant description for the Dniester HPSP are presented. Researches were conducted on the model block of HTL of OJSC "Turboatom".

Keywords: reversible hydraulic model machine, vanes of wicket gate, hydrodynamic torque, strain-measuring method, four-quadrant universal characteristic, draft tube.

Введение. Как известно из опыта эксплуатации обратимых гидромашин, лопатки направляющего аппарата (н.а.) подвержены значительным пульсирующим нагрузкам, особенно на переходных и насосных режимах [1–10].

В случае аварийного рассогласования характер нагрузки на рассогласованную лопатку и на рядом стоящие лопатки н.а. изменится. Поэтому для получения данных о нагрузках на лопатки н.а., при их рассогласовании, необходимо проведение эксперимента. Рассогласование лопаток н.а. обратимой гидромашин может быть вызвано рядом причин:

- разрушением ломкого звена из-за перегрузки н.а.;
- отказ сервомотора в случае, если лопатки управляются индивидуальными сервомоторами;
- заклинивание лопатки посторонним телом;
- неравномерная гидравлическая нагрузка на отдельные лопатки, что вызывает различные деформации;
- увеличение зазоров во втулках лопаток и регулирующего механизма, вследствие неравномерного износа;
- неправильная установка лопаток [3, 4].

Гидродинамическую нагрузку, действующую на лопатки направляющего аппарата обратимой гидромашин, условно можно разделить на

составляющие – статическую (среднеинтегральную) и динамическую (пульсирующую), что вызвано соответственно, стационарной P_C и пульсирующей $P_D(t)$ составляющими гидродинамического давления. Эта нагрузка создает на лопатке н.а. гидродинамический крутящий момент, определяемый по зависимости [4–7]:

$$M_T = M_C \pm \frac{M_D}{2}, \quad (1)$$

где M_T – крутящий момент от гидродинамической силы; M_C – статический момент; M_D – динамический момент (полный размах пульсации момента, т.е. двойная амплитуда).

Цель работы заключалась в экспериментальном определении и анализе статических и динамических составляющих крутящих моментов на лопатках н.а. от гидродинамических сил в гидромашине с рабочим колесом ОРО 170/5217-50 и проточной частью для условий Днестровской ГАЭС и рекомендации по эксплуатации гидромашин. Исследования проводились в ГТЛ ОАО «Турбоатом» на модельном блоке обратимой гидромашин.

Рассогласованное положение лопатки вызывает неравномерность распределения давления не только на этой лопатке, но и на соседних лопатках.

Измерительные устройства и методика определения составляющих гидродинамического крутящего момента. Измерение моментов M_C и M_D на лопатках н.а. проведено тензометрическим способом с использованием методики приведенной в [4–6] и измерительной схемы рис. 1.

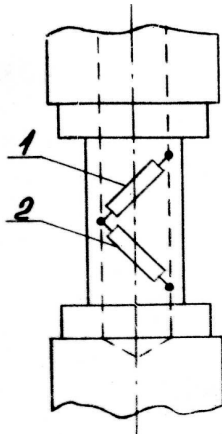


Рис. 1 – Схема наклейки тензорезисторов для измерения крутящего момента на лопатке направляющего аппарата: 1, 2 – тензорезисторы

Н.а. имел 20 лопаток; отсчет лопаток начинался от лопатки, ближайшей к зубу спиральной камеры. Измерение моментов производилось на трех мерных лопатках: №№ 10, 11, 12 рис. 2.

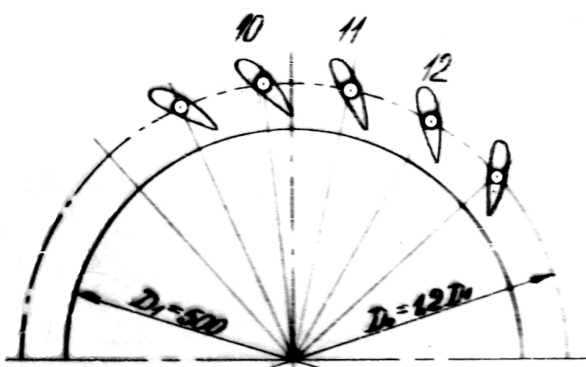


Рис. 2 – Схема расположения мерных лопаток направляющего аппарата для измерения крутящего момента

Мерные лопатки предварительно тарировались. При тарировке за положительное направление было принято действие момента на закрытие н.а. Тарировочные зависимости всех мерных лопаток имели характер, близкий к линейному, что позволило применять для данной лопатки постоянный тарировочный коэффициент. Значения полученных моментов пересчитывались в приведенные величины:

$$M'_{Ii} = \frac{M_i}{H_i \cdot D_1^3}, \quad (2)$$

где H – напор испытаний, м; D_1 – диаметр рабочего колеса, м, i – номер измерения.

Режимы испытаний и диапазоны изменения режимных параметров, на которых осуществлены измерения с помощью мерных лопаток, приведены на

рис. 3. В процессе обработки результатов испытаний по определению крутящих моментов на лопатках направляющего аппарата строились следующие зависимости:

- $M'_{IC} = f(n'_I)$, $M'_{ID} = f(n'_I)$ при $a_0 = \text{const}$ для турбинного режима, режимов противотока и обратного насоса;

- $M'_{IC} = f(Q'_I)$, $M'_{ID} = f(Q'_I)$ при $a_0 = \text{const}$ для насосного режима и режима торможения;

- $M'_{IC} = f(Q'_I, n'_I)$, $M'_{ID} = f(Q'_I, n'_I)$ в поле четырехквadrантной характеристики, приведенные на рис. 3.

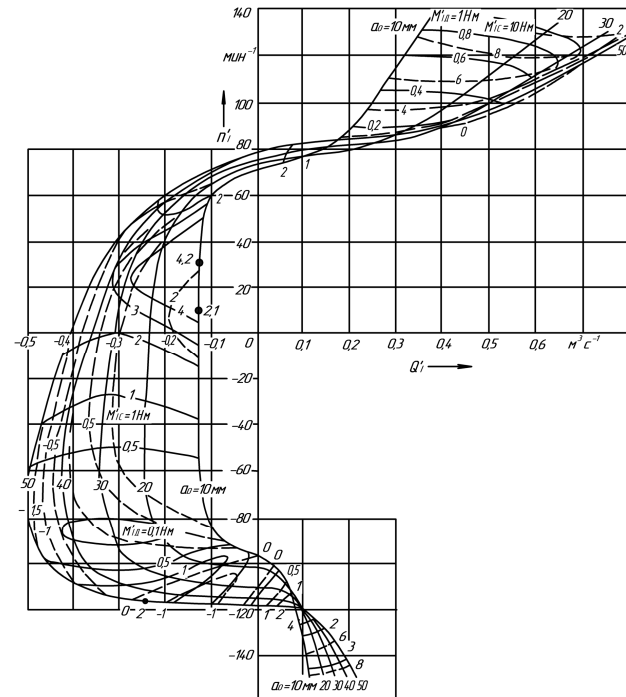


Рис. 3 – Четырехквadrантная характеристика гидравлических моментов на лопатке н.а. гидромашины с рабочим колесом ОРО 170/5217-50:

— M'_{ID} – динамическая составляющая крутящего момента,
 - - - M'_{IC} – статическая составляющая крутящего момента

Подробный анализ амплитуд статических и динамических составляющих крутящих моментов на лопатках направляющего аппарата обратимой гидромашины с рабочим колесом ОРО 170/5217-50 при согласованной работе лопаток н.а. приведен в [6].

Исследование динамической составляющей крутящего момента на лопатках направляющего аппарата при их рассогласовании. В ходе эксперимента механическим путем из синхронного состояния выводилась лопатка н.а. № 11 и на ней измерялась динамическая составляющая момента. Для проверки влияния рассинхронизированной лопатки н.а. на изменение моментов на соседних лопатках, динамическая составляющая момента измерялась на лопатках №№ 10, 12.

Динамическая составляющая момента M'_{ID} на лопатке н.а. № 10, во всех случаях рассогласования лопатки н.а. № 11, в большей мере зависит от n'_I , чем от открытия н.а. Так с уменьшением n'_I от 90 до 0 мин⁻¹ величина M'_{ID} изменяется от 0,1 до 3 Н·м. Причем, с

увеличением открытия рассогласованной лопатки от 0,5 до 50 мм, можно выделить закономерность смещения зоны оптимума динамического момента $M'_{1Д}$ с $a_0 = 50$ мм до $a_0 = 30$ мм (см. рис. 4). В насосном режиме на открытиях н.а. от 0,5 до 30 мм величина $M'_{1Д}$ существенным образом зависит от n'_1 .

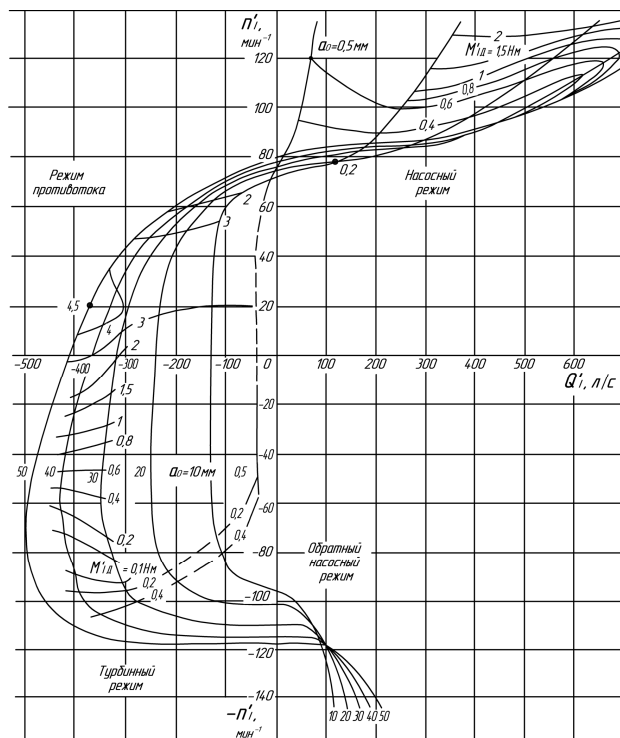


Рис. 4 – Четырехквadrантная характеристика динамической составляющей момента гидромашины ОРО 170/5217-50 для лопатки н.а. № 10 при $a_{0AC} = 30$ мм

На оптимальном открытии при $a_0 = 30$ мм минимальное значение динамической составляющей момента не зависит от пределов изменения рассогласования лопаток и достигает 0,1 Н·м. С увеличением приведенных оборотов n'_1 от 80 до 130 мин^{-1} значение $M'_{1Д}$ возрастает до 1 Н·м. На открытиях н.а. при $a_0 = 10 - 50$ мм рассогласованная лопатка не оказывает значительного влияния на величину пульсаций момента на лопатке н.а. № 10.

Максимальное значение пульсирующей составляющей момента $M'_{1Д}$ отмечено на открытии н.а. при $a_0 = 50$ мм и достигает 2,5 Н·м.

Влияние рассогласования зафиксировано при открытии лопаток н.а. равное 0,5 мм. Так, с изменением рассогласования от 10 до 40 мм, максимальное значение $M'_{1Д}$ увеличивается от 0,4 до 3 Н·м.

В режиме противотока, для лопатки н.а. № 10, при всех вариантах рассогласования двойная амплитуда пульсации приведенного момента имеет максимальное значение по сравнению с турбинным и насосным режимами и достигает $M'_{1Д} = 5,5$ Н·м. Максимальное значение $M'_{1Д}$ имеет тенденцию к смещению, в зависимости от поворота рассогласованной лопатки. Так при $a_{0AC} = 0,5 - 10$ мм максимальное значение $M'_{1Д}$ зафиксировано на открытии н.а. $a_0 = 10$ мм и равно 4,5 Н·м; при $a_{0AC} = 20 - 30$ мм

максимум динамического момента смещается на открытие н.а. $a_0 = 50$ мм и достигает 5,5 Н·м; при $a_{0AC} = 40 - 50$ мм максимальное значение $M'_{1Д}$ смещается на открытие $a_0 = 30$ мм, достигая 4 Н·м.

По результатам испытаний построен ряд четырехквadrантных характеристик динамической составляющей на лопатке № 11 при разной величине рассогласования, которые представлены на рис. 5 – 7. Изменение динамической составляющей момента на рассогласованной лопатке н.а. № 11 в турбинном режиме существенным образом зависит от приведенных оборотов n'_1 . В зоне оптимальной работы натурной гидромашины минимальные значения пульсирующей составляющей приведенного момента зависят от угла поворота рассогласованной лопатки. Так при $a_{0AC} = 10 - 40$ мм значение $M'_{1Д} = 0,1$ Н·м, а при $a_{0AC} = 0,5; 50$ мм $M'_{1Д} = 0,2$ Н·м. С удалением от зоны оптимума в турбинном режиме до $n'_1 = 0$ динамическая составляющая $M'_{1Д}$ увеличивается и принимает значение 5 Н·м при $a_{0AC} = 0,5$ мм и максимальном расходе. Пульсирующая составляющая момента в насосном режиме на этой лопатке так же существенно зависит от n'_1 .

Минимальное значение динамической составляющей момента находится в зоне оптимальной работы натурной гидромашин и равно $M'_{1Д} = 0,1$ Н·м при $a_{0AC} = 10$ мм.

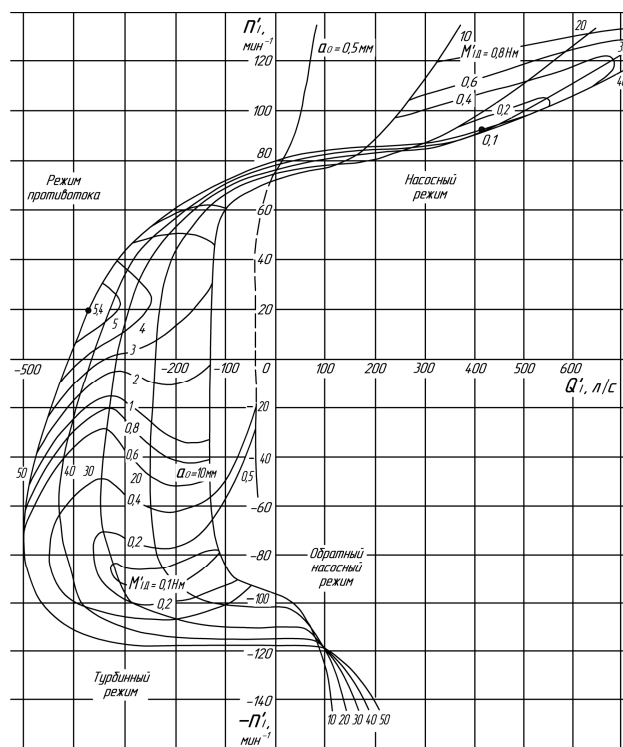


Рис. 5 – Четырехквadrантная характеристика динамической составляющей момента гидромашин ОРО 170/5217-50 для лопатки н.а. № 11 при $a_{AC} = 10$ мм

Максимальное значение момента $M'_{1Д}$ зависит от угла рассогласования. Так при $a_{0AC} = 0,5$ мм динамическая составляющая приведенного момента равна $M'_{1Д} = 0,5$ Н·м.

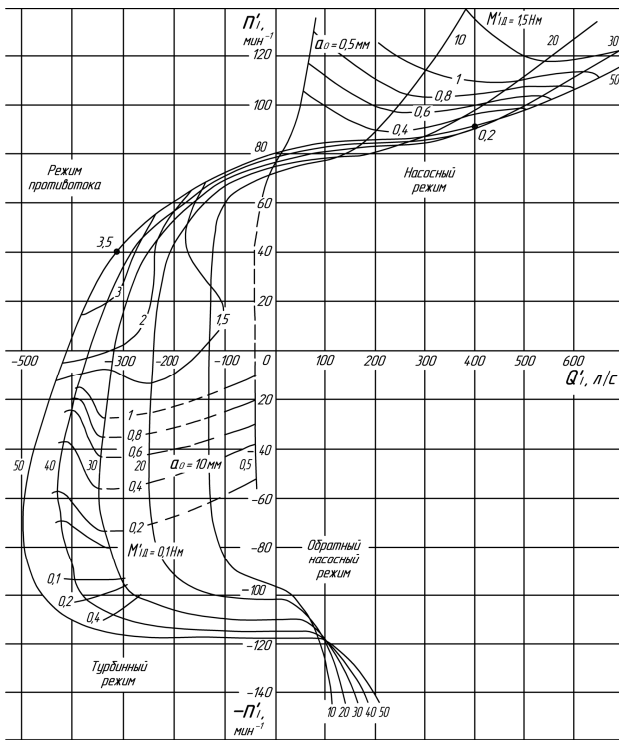


Рис. 6 – Четырехквadrantная характеристика динамической составляющей момента гидромашины ОРО 170/5217-50 для лопатки н.а. № 11 при $a_{AC} = 30$ мм

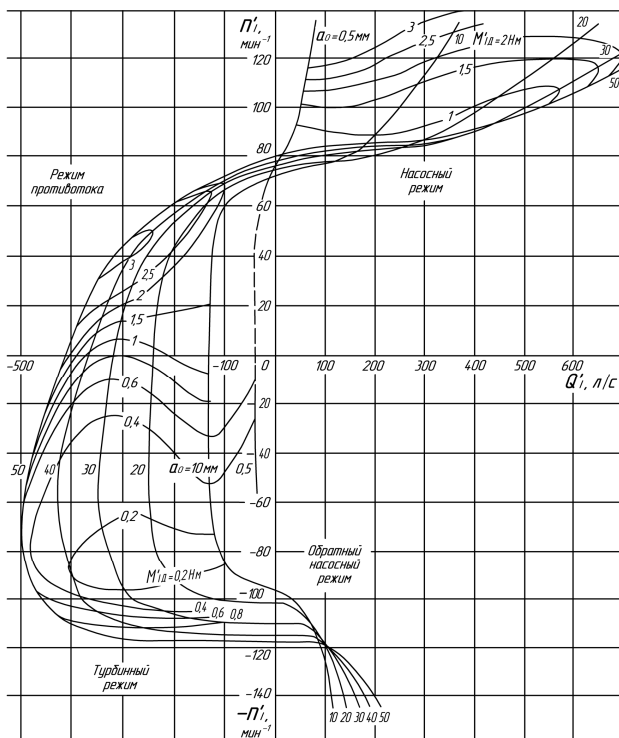


Рис. 7 – Четырехквadrantная характеристика динамической составляющей момента гидромашины ОРО 170/5217-50 для лопатки н.а. № 11 при $a_{AC} = 50$ мм

С дальнейшим увеличением угла рассогласования до $a_{0AC} = 50$ мм динамическая составляющая момента возрастает и на открытии лопаток н.а. $a_0 = 0,5$ мм достигает значения $M'_{ID} = 3$ Н·м.

На режиме прототока динамическая составляющая момента M'_{ID} заметно выше, чем в турбинном и насосном режимах.

Максимальные значения M'_{ID} при всех углах рассогласования были зафиксированы на открытии н.а. $a_0 = 50$ мм. С изменением угла поворота рассогласованной лопатки максимальные значения динамической составляющей приведенного момента достигали следующих величин: при $a_{0AC} = 0,5$ мм $M'_{ID} = 6$ Н·м; при $a_{0AC} = 10$ мм $M'_{ID} = 5,4$ Н·м; при $a_{0AC} = 20$ мм $M'_{ID} = 7$ Н·м; при $a_{0AC} = 30 - 50$ мм $M'_{ID} \approx 3$ Н·м.

Для лопатки н.а. № 12 в турбинном режиме изменение динамической составляющей приведенного момента M'_{ID} в большой мере зависит от n'_1 (см. рис. 8).

Минимальное значение пульсаций момента M'_{ID} на открытиях $a_{0AC} = 0,5 - 30$ мм равно $0,1$ Н·м; при открытиях рассогласованной лопатки $a_{0AC} = 40 - 50$ мм $M'_{ID} = 0,2$ Н·м.

С уменьшением приведенных оборотов в турбинном режиме пульсация момента M'_{ID} увеличивается и с изменением угла рассогласованной лопатки от $0,5$ до 50 мм достигает значений от 2 до 5 Н·м соответственно.

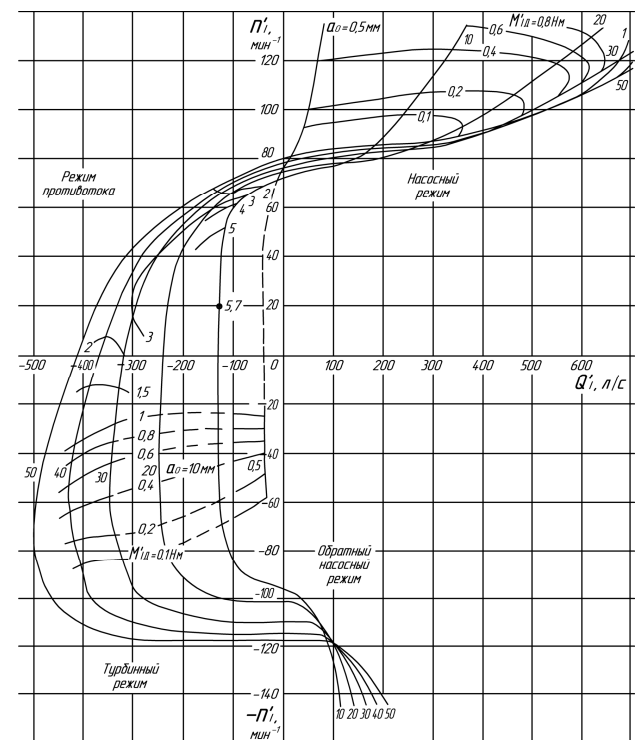


Рис. 8 – Четырехквadrantная характеристика динамической составляющей момента гидромашины ОРО 170/5217-50 для лопатки н.а. № 12 при $a_{0AC} = 30$ мм

В насосном режиме изменение динамической составляющей момента зависит от изменения n'_1 . Минимальное значение пульсаций момент M'_{ID} принимает в зоне работы натурной гидромашины и равно $0,1$ Н·м для открытий $a_{0AC} = 20 - 40$ мм.

Максимум двойной амплитуды приведенного момента на лопатке н.а. не зависит от угла поворота рассогласования и достигает на $a_0 = 50$ мм

$M'_{1д} = 2 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

Зона противотока характеризуется наибольшими значениями динамической составляющей приведенного момента по сравнению с турбинным и насосным режимами. Максимум $M'_{1д}$ расположен для этой лопатки на открытии н.а. $a_0 = 10 \text{ мм}$ и $n'_1 = 20 \text{ мин}^{-1}$ при всех a_{0AC} . Увеличение угла рассогласования лопатки н.а. приводит к росту динамической составляющей крутящего момента. Так, с изменением положения рассогласования от 0,5 до 50 мм максимальное значение динамической составляющей приведенного момента увеличивается от 4 Н·м до 7,8 Н·м.

Анализ частот свидетельствует, что спектр частот пульсаций момента при рассогласовании идентичен спектру частот для н.а. с согласованными лопатками. Следует отметить, что на ряде режимов при рассогласованной лопатке н.а. зафиксированы частоты $0,5f_{\text{ЛОП}}$ с меньшими амплитудами, чем при согласованной работе лопаток.

Выводы. На основе вышеизложенного анализа следует отметить:

- в турбинном и насосном режимах рассогласованная лопатка оказывает незначительные изменения момента $M'_{1д}$ в зоне работы натурной гидромашин на лопатки н.а. №№ 10, 12, где он равен $M'_{1д} = 0,1 - 0,2 \text{ Н}\cdot\text{м}$;

- изменение пульсации приведенного момента ощутимо на рассогласованной лопатке в зоне работы натурной гидромашин в насосном и турбинном режимах и с изменением величины рассогласования $a_{0AC} = 0,5 - 50 \text{ мм}$ увеличивается с 0,1 до 1 Н·м;

- наиболее неблагоприятным из рассмотренных является режим противотока, здесь максимальное значение пульсации момента было отмечено на лопатке н.а. № 12 – $M'_{1д} = 7,8 \text{ Н}\cdot\text{м}$;

- при рассогласовании одной из лопаток н.а. при работе в насосном и турбинном режимах уровень динамических нагрузок на соседних лопатках н.а. не превышает допустимых значений, которые могли бы привести к их поломке;

- при работе гидромашин на переходных режимах, при рассогласовании одной из лопаток н.а., система автоматики гидромашин должна обеспечить быстрое срабатывание аварийных затворов, иначе значительные динамические нагрузки на смежных лопатках могут привести к поломке всех лопаток н.а.

Список литературы

1. Робук Н. Н. Исследования нестационарных явлений на модели обратной гидромашин Киевской ГАЭС / Н. Н. Робук, И. С. Веремеенко, Н. Г. Трampfольская. – М.: Гидротехн. стр-во, 1974. – № 3. – С. 39–40.
2. Мищенко Б. И. Результаты натурных испытаний насос-турбин типа РОНТ-18 / Б. И. Мищенко, Л. Я. Моргулис, Э. Д. Серебренников. – М.: Энергомашиностроение, 1975. – № 7. – С. 45–50.
3. Поташник С. И. Особенности эксплуатации обратимых агрегатов Киевской ГАЭС / С. И. Поташник – ВНИИГидропроект. Сб. научн. тр. – 1984. – № 92. – С. 93–101.
4. Завьялов П. С. Экспериментальные исследования пульсаций

давлений в проточной части и моментов на лопатках направляющего аппарата обратной гидромашин / П. С. Завьялов, Ю. И. Федулов, В. М. Дедков и др. // Вестн. Харьк. политехн. ин-та. Сер.: Гидравлические машины. – 1985. – № 19. – С. 27–34.

5. Завьялов П. С. О методике расчетно-экспериментальных исследований пульсаций момента на лопатке направляющего аппарата обратной гидромашин в насосном режиме / П. С. Завьялов, В. Д. Жиленко // Вестн. Харьк. политехн. ин-та. Сер.: Гидравлические машины. – 1987. – № 21. – С. 34–40.
6. Завьялов П. С. Экспериментальные исследования крутящих моментов на лопатках направляющего аппарата обратной гидромашин / П. С. Завьялов, Ю. М. Кухтенков // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydrounits. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. – № 45. – С. 64–68.
7. Завьялов П. С. Исследование пульсаций давления в насосном режиме обратной гидромашин в зоне направляющего аппарата / П. С. Завьялов, Ю. М. Кухтенков // Вестн. Харьк. политехн. ин-та. Сер.: Гидравлические машины. – 1987. – № 26. – С. 90–96.
8. Владиславлев Л. А. Вибрация гидроагрегатов гидроэлектрических станций / Л. А. Владиславлев. – М.: Энергия, 1972. – 175 с.
9. Grin H. Hydraulic torque on misaligned guide vanes / H. Grin, P. Bachmann // "Water Power and Dam Constr.", 1976. – № 2. – vol. 28. – С. 37–40.
10. Flodl G. Untersuchung der Leitschauflschwungen einer reversiblen pumpturbine durch messungen an Model und Grosanlage / G. Flodl, F. Strohmmer // "Osterr. Ing.", 1979. – № 2. – vol. 22. – С. 46–51.

References (transliterated)

1. Robuk, N. N., I. S. Veremeenko, and N. G. Trampolskaya. "Issledovaniya nestatsionarnykh yavleniy na modeli obratimoy gidromashiny Kievskoy GAES." *Gidrotehn. str-vo* 3 (1974): 39–40. Print.
2. Mischenko, B. I., L. Y. Morgulis, and E. D. Serebrenikov. "Rezultatyi naturnykh ispytaniy nasos-turbin tipa RONT-18." *Energo-mashinostroenie* 7 (1975): 45–50. Print.
3. Potashnik, S. I. "Osobennosti ekspluatatsii obratimyykh agregatov Kievskoy GAES." *VNIIGidroproekt*. No. 92. 1984. 93–101. Print.
4. Zavyalov, P. S., Y. I. Fedulov, and V. M. Dedkov. "Eksperimentalnyie issledovaniya pulsatsiy davleniy v protochnoy chasti i momentov na lopatkah napravlyayushchego apparata obratimoy gidromashiny." *Vestn. Khar'k. politekhn. in-ta. Ser.: Gidravlicheskie mashiny*. No. 19. 1985. 27–34. Print.
5. Zavyalov, P. S., and V. D. Zhilenko. "O metodike raschetno-eksperimentalnykh issledovaniy pulsatsiy momenta na lopatke napravlyayushchego apparata obratimoy gidromashiny v nasosnom rezhime." *Vestn. Khar'k. politekhn. in-ta. Ser.: Gidravlicheskie mashiny*. No. 21. 1987. 34–40. Print.
6. Zavyalov, P. S., and Y. M. Kuhtenkov. "Eksperimentalnoe issledovanie krutjshch momentov na lopatkah napravlyayushchego apparata obratimoy gidromashiny." *Visnyk NTU "KhPI"*. Ser.: *Gidravlicheskie mashiny i gidroagregati*. No. 45 (1154) Kharkiv: NTU "HPI", 2015. 64–68. Print.
7. Zavyalov, P. S., and Y. M. Kuhtenkov. "Issledovaniya pulsatsiy davleniy v nasosnom rezhime obratimoy gidromashiny v zone napravlyayushchego apparata." *Vestn. Khar'k. politekhn. in-ta. Ser.: Gidravlicheskie mashiny*. No. 26. 1992. 90–96. Print.
8. Vladislavlev, L. A. *Vibratsiy gidroagregatov gidroelektricheskikh stantsiy*. Moscow: Energiy, 1972. Print.
9. Grin, H., and P. Bachmann. "Hydraulic torque on misaligned guide vanes." *Water Power and Dam Constr.* 2.28 (1976): 37–40. Print.
10. Flodl, G., and F. Strohmmer. "Untersuchung der Leitschauflschwungen einer reversiblen pumpturbine durch messungen an Model und Grosanlage." *Osterr. Ing.* 2.22 (1979): 46–51. Print.

Поступила (received) 13.04.2017

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Экспериментальные исследования крутящих моментов на лопатках направляющего аппарата при их рассогласовании для обратимой гидромашины / П. С. Завьялов, Ю. М. Кухтенков, Е. Н. Цента // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Х. : НТУ «ХПІ», 2017. – № 22 (1244). – С. 43–48. – Бібліогр.: 10 назв. – ISSN 2411-3441.

Экспериментальные исследования крутящих моментов на лопатках направляющего аппарата при их рассогласовании для обратимой гидромашины / П. С. Завьялов, Ю. М. Кухтенков, Е. Н. Цента // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Х. : НТУ «ХПІ», 2017. – № 22 (1244). – С. 43–48. – Бібліогр.: 10 назв. – ISSN 2411-3441.

Experimental researches of torques moments on the vanes of wicket gate at their mismatch for reversible hydraulic machine / Zavialov P. S., Kukhtenkov Yu. M., Tsenta E. N. // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydrounits. – Kharkov : NTU "KhPI", 2017. – No 22 (1244). – P. 43–48. – Bibliogr.: 10. – ISSN 2411-3441.

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Зав'ялов Павло Сергійович – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», професор кафедри «Гідравлічні машини»; тел.: (095) 156-44-59; e-mail: zavialov.ps@gmail.com.ua.

Завьялов Павел Сергеевич – кандидат технических наук, доцент, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», профессор кафедры «Гидравлические машины»; тел.: (095) 156-44-59; e-mail: zavialov.ps@gmail.com.ua.

Zavialov Pavel Sergeevych – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Docent, National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Professor at the Department of "Hydraulic machines"; tel.: (095) 156-44-59; e-mail: zavialov.ps@gmail.com.ua.

Кухтенков Юрій Михайлович – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри «Гідравлічні машини»; тел.: (050) 30-30-629; e-mail: kuhtenkov.um@gmail.com.ua.

Кухтенков Юрий Михайлович – кандидат технических наук, доцент, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», доцент кафедры «Гидравлические машины»; тел.: (050) 30-30-629; e-mail: kuhtenkov.um@gmail.com.ua.

Kukhtenkov Yurii Michaylovych – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Docent, National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Associate Professor at the Department "Hydraulic machines"; tel.: (050) 30-30-629; e-mail: kuhtenkov.um@gmail.com.ua.

Цента Євген Миколайович – кандидат технічних наук, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», асистент кафедри «Гідравлічні машини»; тел.: (057) 707-66-46; e-mail: UG_1982@mail.ru.

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

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

УДК 621.224

К. А. МИРОНОВ, Ю. Ю. ОЛЕКСЕНКО**МЕТОДИКА ОПТИМІЗАЦІЇ ЛОПАТЕВОЇ СИСТЕМИ РОБОЧОГО КОЛЕСА РАДІАЛЬНО-ОСЬОВОЇ ГІДРОТУРБИНИ**

При модернізації та проектуванні нових робочих коліс радіально-осьових гідротурбін необхідно використовувати комплексний підхід для знаходження найбільш вдалих технологічних рішень. Необхідною початковою точкою є створення геометрії лопаті з високими енергокавітаційними показниками. Для отримання оптимальних результатів розрахунку спроектована лопатева система повинна бути інтегрована, переважно автоматично, в модель САПР. Оптимальні геометричні параметри лопаті визначаються завдяки методиці оптимізації з використанням аналізу взаємодії структури рідини.

Ключові слова: CFD, гідротурбіна, робоче колесо, лопать, маточина, обід, змішана поверхня.

При модернизации и проектировании новых рабочих колес радиально-осевых гидротурбин необходимо использовать комплексный подход для нахождения наиболее приемлемых технологических решений. Необходимой отправной точкой является создание геометрии лопасти с высокими энергокавитационными показателями. Для получения оптимальных результатов расчета спроектированная лопастная система должна быть интегрирована, предпочтительно автоматически, в модель САПР. Оптимальные геометрические параметры лопасти определяются благодаря методике оптимизации с использованием анализа взаимодействия структуры жидкости.

Ключевые слова: CFD, гидротурбина, рабочее колесо, лопасть, ступица, обод, смешанная поверхность.

The maintenance of hydropower generators is a very important issue. They are designed to operate for several decades and during their lifetime several failures might happen. The maintenance of hydropower generators requires a complete set of process activities to support maintenance decisions. The acquisition of the actual geometry with high energy cavitations performance of the runner blade is a required starting point. Some maintenance geometric features do not have correspondence with design geometric features. In this case, preferably in automatic procedure, the maintenance geometric features must be inserted into the CAD model. Optimal values for maintenance geometric features parameters can be determined by simulation optimization technique using fluid structure interaction (FSI) analysis. Finally, immersive virtual reality facilitates the visualization of the results obtained from the finite element analysis.

Keywords: CFD, hydroturbine, runners, blade, hub, shroud, blending surfaces.

Вступ. Великою проблемою старих радіально-осьових (РО) гідротурбін (ГТ) є кавітація та тріщини. Такі проблеми викликають простій устаткування і приводять до серйозних наслідків, які впливають на експлуатаційні терміни служби РО ГТ.

Для зниження напруження і запобігання кавітації та тріщин використовується метод, котрий полягає в створенні змішаних поверхонь між лопаттю і ободом [1]. Ефективність цієї процедури була підтверджена за допомогою чисельного моделювання. Змішувані поверхні є дуже важливими геометричними особливостями. Був запропонований алгоритм автоматичного створення таких поверхонь змішування в моделі САПР [2].

Отримана модель САПР може бути оброблена за допомогою аналізу взаємодії рідкої структури [3], яка описує вплив між деформованою структурою зануреною в об'єм рідини. Слід зазначити, що обчислювальна гідродинаміка (CFD) є передовою альтернативою для перевірки ефективності РО ГТ [4].

Взаємодія структури потоку об'єднує CFD і обчислювальну структурну механіку (CSM). Таким чином, тиск рідини на змочуваний поверхні і напруження в конструкції можуть бути визначені одночасно.

Ключовим моментом є знаходження оптимального значення радіуса змішаних поверхонь, яке мінімізує напруження і утримує тиск в прийнятному значенні, отже, уникають можливості появи тріщин і кавітації. Оптимальне значення радіусу визначається запропонованою методикою оптимізації моделювання лопатевої системи робочого колеса (РК) [5]. Цільове призначення - це результат аналізу

взаємодії гідродинамічної структури, а радіус - параметр оптимізації. Нарешті, візуалізація результатів методу кінцевих елементів є непростим завданням, але сучасна віртуальна реальність може допомогти в процедурі візуалізації.

Геометричні характеристики лопаті робочого колеса. У статті розглядається відтворення, оптимізація, аналіз і візуалізація форми лопаті.

Для моделювання лопаті обрано програмне забезпечення *ANSYS Bladegen*, це інтерактивний інструмент проектування лопаті для моделювання турбомашин. Користувач може створювати нові лопаті з нуля або змінювати існуючі лопаті за допомогою введення хмари точок, отриманого, наприклад, при 3D-скануванні. *Bladegen* може обробляти різні обертові і нерухомі лопаті, включаючи осьові і радіальні лопаті, що застосовуються в: насосах, компресорах, турбінах, вентиляторах, турбокомпресорах та інших машинах [2-4].

Маточина і обід моделюються у програмі *Hypermesh* [4]. Лопать описана неоднорідним раціональним B-сплайном (поверхнею *NURBS*) з чотирма межами: вхідна кромка, профіль маточини, профіль обода і вихідна кромка (рис. 1). Вода під високим тиском входить крізь простір між вхідними кромками і тече через об'єм між двома сусідніми лопатями. Вода виходить через простір між вихідними кромками. Профіль обода є межею, яка відокремлює обід і лопать, а профіль маточини відокремлює маточину і лопать. Змішувана поверхня створюється з урахуванням цих двох меж.

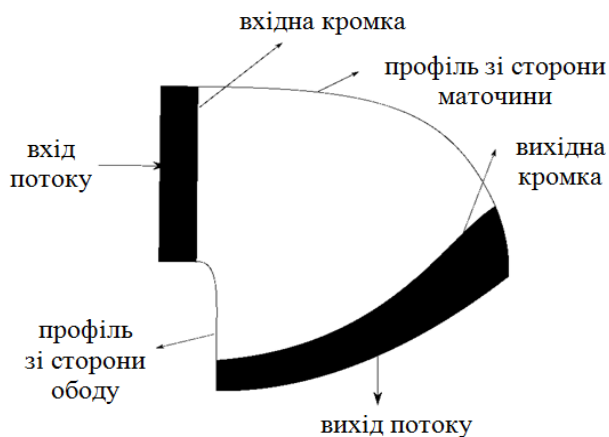


Рис. 1 – Лопатець РК та її межі

Методика. Запропонована методика спрямована на оптимізацію структури РК ГТ шляхом моделювання його як функції зумовлених геометричних параметрів. Чисельний аналіз заснований на взаємодії структури рідини та між потоком рідини і ГТ [6].

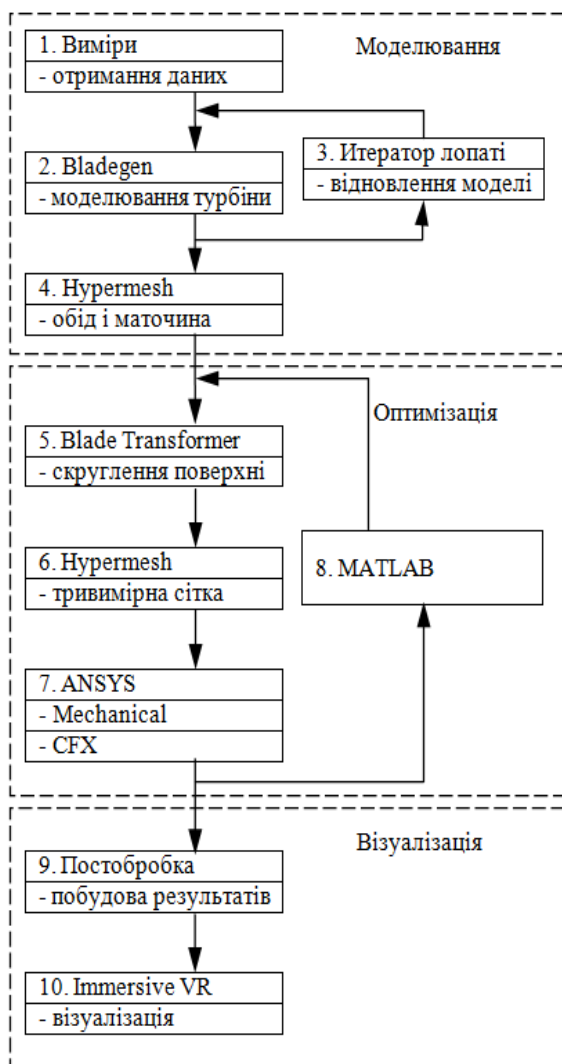


Рис. 2 – Методика оптимізації структури РК ГТ

Ця методика реалізована в наступному програмному забезпеченні:

- *ANSYS Bladegen* для створення моделі лопаті;
- *Blade Transformer* для включення нових геометричних характеристик в модель;
- *ANSYS CFX* для розрахунку потоку рідини;
- *ANSYS Mechanical* для розрахунку структурних реакцій ГТ;
- *Hypermesh* для моделювання ободу і маточини, до того ж в цій програмі модель дискретизується в сітку кінцевих елементів;
- *MATLAB* реалізує виконання параметричної оптимізації, спрямованої на поліпшення механічних структурних властивостей лопатей, підвищення безпеки під час роботи і збільшення терміну служби.

Схема запропонованої методики зображена на рис. 2.

Моделювання. Першим кроком є визначення геометрії поверхні лопаті з використанням програмного забезпечення *ANSYS Bladegen*. Вихідний файл знаходиться в форматі *IGES* і містить тверду модель лопаті і суцільну геометрію ділянки рідини, представлена в неявному вигляді. Вперше лопатець потрібно створити. При подальшому виконанні програмного забезпечення *ANSYS Bladegen* модель автоматично оновлюється.

Другий етап – це процес відтворення. Якщо ми хочемо відтворити вже існуючу лопатець РК РО ГТ, то необхідно зробити заміри за допомогою переносної консолі та записати послідовність точок на поверхні лопаті. На другому етапі отримані точки відзначаються на поверхні лопаті за допомогою ітеративного алгоритму найближчих точок [7]. Отримані точки проектується на поверхню лопаті і визначаються їх відстані до поверхні. Ітерація припиняється, коли ніяких поліпшень не може бути зроблено або загальна відстань нижче граничного.

Третій крок полягає в моделюванні маточини та ободу РК РО ГТ. Ця процедура може бути виконана в будь-якому програмному пакеті *3D CAD*, який імпортує формат *IGES*. Моделювання маточини і обода має бути виконано з урахуванням тільки однієї лопаті, оскільки програмне забезпечення використовує повторювані умови для моделювання циклічної періодичності ГТ. Всі поверхні класифікуються за групами з використанням функціональних компонентів програми *Hypermesh*. Таким чином, поверхні можна ідентифікувати і грамотно використовувати в інших програмах. Вихідний файл являє собою новий файл *IGES*, що містить тверду модель лопаті, маточини і обода робочого колеса РО ГТ [7].

Аналіз. Четвертою дією є визначення пари поверхонь, які повинні бути з'єднані плавним чином в *Blade Transformer*. Ця програма відповідає за перетворення геометрії РК відповідно до параметричних змінних. У цьому дослідженні головна задача оптимізації полягає в знаходженні найкращого радіусу між маточиною і лопаттю (r_1) і між ободом і лопаттю (r_2). Програма зчитує файл

IGES, отриманий на попередньому кроці. Після визначення поверхонь операцію можна виконати за допомогою пакетного файлу, в автоматичному режимі. На виході отримуємо лише один файл *IGES*, що містить тверду модель лопаті (тепер зі змішаними поверхнями) і твердотільну геометрію області рідини.

П'ятий пункт складається зі створення сітки для обох об'єктів, тобто пов'язує РК і область потоку рідини. Це можна зробити в *Hypermesh*, який дозволяє генерувати сітку за допомогою пакетної команди, а також може генерувати *CFD*-комірки. Кожна сітка виконується окремо, і інтерфейси між обома сітками не обов'язково повинні бути рівними, оскільки *ANSYS* інтерполює дані в інтерфейсі рідкої структури. По-перше, обидві сітки створюються користувачем. Після затвердження сіток можливо створити пакетний файл, який буде автоматично пов'язувати обидва тіла за допомогою пакетної команди відповідно до тих самих характеристик сіток, створених користувачем. Вихідні файли знаходяться в форматі *CDB*, який може бути прочитаний *ANSYS*.

Шостий крок полягає в тому, щоб налаштувати моделювання як для ГТ, так і для аналізу потоку рідини. Граничні умови РК додаються *APDL*-файлом, який є сценарієм, що містить команди *ANSYS*. Граничні умови в області рідини визначаються структурою даних, файл якої має розширення *PRE*. Використовуючи командний рядок *cfx5pre*, генерується файл *DEF*, який є файлом *CFX*, що містить всю необхідну інформацію для запуску аналізу, включаючи взаємодію рідкої структури. Після запуску моделювання результати вилучаються через файл *CSV*, який містить перелік даних, такі як тиск рідини, механічні концентрації напружень та інші.

Оптимізація. Всі попередні кроки можуть бути виконані в пакетному режимі, який означає, що всі команди можна контролювати за допомогою зовнішнього програмного забезпечення. Таким чином, програма реалізується в *MATLAB*, який виконує з четвертого по шостий кроки в пакетному режимі. Розрахункові змінні - це значення радіусів, змодельовані на другому кроці. Вони обмежені мінімальними і максимальними значеннями, щоб зберегти геометрію РК.

Візуалізація. Наступним кроком є створення графіків з отриманих результатів, відповідно до того, що було центром уваги дослідження. Прикладом графіків даних є розподіл механічних напружень в РО ГТ і лініях току рідини. Далі відбувається перетворення результатів методу кінцевих елементів в видимий формат даних.

Відтворення лопаті. Обрані точки поєднуються з точками вздовж поверхні лопаті, що включає в себе послідовність, яка приблизно дорівнює її вхідній кромці, а інша - приблизно дорівнює її вихідній кромці. Вони також містять два ряди, зняті за двома круговим елементам на зовнішньому ободі ГТ.

Потрібна співвісність задається при монтажі кіл, тому результуючі окружності мають одну і ту ж саму

вісь, прийняту в подальшому як найкращу оцінку для оберткової осі ГТ.

Беручи оцінювану вісь обертання як координату z і перетин осей x, y , контур лопаті $z-r$ створюється в *Bladegen* з проекції $z-r$ всіх отриманих точок. На цьому етапі геометрія лопаті все ще не визначена в координатах θ як в її товщині [6].

Це невизначене завдання розглядається як проблема знаходження розподілу товщини θ в програмі *ANSYS Bladegen*, яка мінімізує відстань від нової геометрії і точок вимірювань на тілі лопаті.

Проте, це повинно бути зроблено з обережністю, так як тіло лопаті потоншується на стику з маточиною і ободом. Ці особливості потоншення не належать до вихідної геометрії лопаті і повинні ігноруватися, тому відповідні виміряні точки викидаються.

Для розподілу θ в проекції $z-r$ прийняті 25 контрольних точок Безье. Для товщини 5 точок Безье приймаються уздовж меридіональної кривої лопаті. Товщина задається як нуль на вхідній і вихідній кромках [8].

Алгоритм мінімізації Нельдера-Міда використовується для зведення до мінімуму загального квадрата відстані від вимірюваних точок. Програмне забезпечення *ANSYS Bladegen* викликається неінтерактивно, використовуючи режим пакетної обробки.

Аналіз і оптимізація. Взаємодія між рідкими структурами (*FSI*) - явище мультифізики, яке має місце в системі, де потік рідини викликає деформування твердої структури, яка, в свою чергу, змінює граничний стан рідкої системи. Це також може статися з точністю навпаки, коли структура змінює властивості потоку рідини. Така взаємодія відбувається в багатьох природних явищах і техногенних інженерних системах [9].

Це стає важливим фактором при проектуванні та аналізі різних інженерних систем. Деякі додатки *FSI* включають, але не обмежуються ними, седиментацію [10], аеродинаміку, турбулентність, складні потоки в нерівномірних областях, біорідини і біомеханіку (такі як взаємодія крові і серця, плавання медуз, тощо).

Протягом останніх десяти років моделювання задач мультифізики стало більш важливим в області чисельного моделювання та аналізу. Для вирішення таких проблем взаємодії конструкції і моделі потоку, необхідно включати рівняння, які описують динаміку потоку і структурну механіку. Незважаючи на потік вирішувачі можуть використовуватися для вирішення у відповідних сферах, зв'язок тобто обмін результатами було розглянуто як одне з найскладніших завдань в зв'язку з нелінійним характером рідини суцільного середовища. Однак, технічні досягнення в області *CFD*, *CSM* і числових алгоритмів зробили чисельний аналіз *FSI* більш реалістичним для виконання в розумні терміни. Останнім часом розробляється і створюється багато комерційних програмних продуктів для моделювання проблем *FSI*, таких як *ANSYS* [11].

Постановка завдання оптимізації може бути сформульована:

$$\text{Мінімізувати: } F = \sigma_{\max} \quad (1)$$

$$\text{за умови: } r_{\min} \leq r_i \leq r_{\max} \quad i = 1, \dots, 4,$$

де σ_{\max} – приймає максимальне значення механічної напруги в турбіні на кожній ітерації;

r_i – розрахункові змінні;

r_{\min} і r_{\max} – є обмеженнями розрахункових змінних.

Чутливість розрахункових змінних обчислюється з використанням методу кінцевих різниць (FDM). Завдання оптимізації вирішується за допомогою методу рухливих асимптот (MMA) [12].

Blade Transformer приймає файл *IGES*, де представлені поверхні з некогерентною орієнтацією. Правильна орієнтація і суміжність між поверхнями автоматично визначається алгоритмом *marching cubes* [13]. Після відновлення твердотільних моделей лопаті та потоку, геометрію лопаті модифікують шляхом побудови змішуваних поверхонь, відповідальних за згладжування зв'язку між поверхнями лопатей і поверхонь обода і маточини. Ця побудова виконується за допомогою алгоритму, заснованому на змішуванні обертових куль між двома поверхнями при заданій контактній кривій [14]. Змішану поверхню описується як особливий вид, як ніби куля заданого радіуса оберталась в той час, коли зберігається контакт з двома обраними поверхнями. Замість постійного радіуса для рухомої кулі, дана реалізація обробляє змінні значення радіуса по кромкам. Зберігаючи метафору, так як куля оберталась, вона також зростає (або зменшується). Радіус в кожному перерізі лінійно інтерполюється між двома крайніми значеннями: один для всієї вхідної кромки, а інший для центральної точки вихідної кромки. Комбінація дає в загальній складності чотири радіуса по 2 для кожної поверхні змішування.

Для того, щоб скористатися тією ж топологічною реалізацією *NURBS*, запропонована куля проходить кілька дискретних ділянок на всіх кромках між поверхнями лопаті і її основами (як обода, так і маточини), тоді як кожна секція зручно визначається поточними контрольними точками *NURBS* цих кромок. Між поверхнею лопаті і обода є чотири кромки: одна від поверхні вхідної кромки, інша від вихідної кромки і дві від кожної бічної поверхні (сторона тиску і сторона розрядження). Є ще чотири паралельних кромки між тими ж поверхнями лопаті і маточини, знаходимо суму всіх восьми кромок.

Immersive Virtual Reality. *Immersive Virtual Reality* використовує вплив на зоровий канал людини. Згідно досліджень [15], більше половини наших нейронів присвячено зору. Це пояснює прийняття технологій повного занурення для аналізу великих обсягів даних, оскільки людський зір може визначати кращі моделі, тенденції та аномалії в своїх даних, які

значно переважають ті, що вони можуть зробити зі звичайними тривимірними дисплеями.

Прийняте рішення включає в себе шолом віртуальної реальності, ігровий контролер і комп'ютер для відтворення тривимірної графіки. Шолом віртуальної реальності називається *Oculus Rift*, пристрій, розроблений насамперед для використання в комп'ютерних іграх. Він пропонує тривимірний стереоскопічний вид і датчики подібні акселерометрам, а також камеру стеження, щоб фіксувати переміщення користувача, що забезпечує допустиме занурення в візуалізацію 3D-моделей. Щоб поліпшити занурення, в рішенні використовують ігровий контролер для управління основними командами, такими як три ступені свободи руху і перемикання між режимами візуалізації.

Що стосується комп'ютерного програмного забезпечення, розробленого для 3D-зображення, оброблені сітки кінцевих елементів демонструють фактичні результати чисельного аналізу. Деформації та напруження представлені у ГТ, а також на межі конструкції ГТ. Дані аналізу кінцевих елементів повинні бути оброблені, щоб вписатися в графічні дані, і створити зображення. Переведення сітки кінцевих елементів в сітку візуалізації не є прямою процедурою.

Щоб візуалізувати зображення поверхні сітки з кінцевими елементами, необхідно додати внутрішні грані [16]. Більш того, оскільки всі грані є різними об'єктами і кожна вершина в якій міститься грань має нормальний вектор отримане зображення є гранованою поверхнею. Щоб уникнути цієї проблеми, нормальні вектори кожної вершини, що перетинають один і той же вузол на поверхні, нормалізуються, виробляючи остаточно гладку поверхню.

Однак гладкість не потрібна на поверхнях відомих ребер. У цьому випадку кожний нормальний вектор в процесі нормалізації порівнюється з іншим на тому ж вузлі. Якщо кутова різниця більше заданого кута α , то нормалізацією нехтуємо. В іншому випадку, середній вектор перевизначає всі нормальні вектори вузла.

Для відображення швидкості і тиску рідини, яка протікає навколо твердого тіла, використовуються лінії току.

В результаті була реалізована візуалізація даних кінцевих елементів. Вона має програмне забезпечення 3D зображення, яке може відображати структуру ГТ, навантаження і деформації на поверхні ГТ і потік рідини навколо структури. Користувач може переміщати курсор віртуальної реальності, використовуючи ігровий контролер. Цей пристрій підходить для використання в поєднанні з дисплеєм вбудованим в шолом. Таким чином отримуємо стереоскопічний вид конструкції ГТ та лінії току швидкості потоку і напружень. Навігація по виду здійснюється за допомогою ігрового контролера [15].

Результати. На зображенні кінцевих результатів можна спостерігати вимірні точки і остаточно відтворену поверхню лопаті. Кінцева

середньоквадратична помилка апроксимації становить 10,61 мм. З цих результатів можна зробити висновок про те, що фізична товщина лопаті не постійна на різних висотах, але трохи товща поблизу маточини, ніж поруч з ободом [6].

Також можливо отримати таблицю результатів ітерацій розрахованих при оптимізації моделювання. В таблиці наведені радіуси для межі профілю зі сторони обода на вхідній кромці та центральній точці вихідної кромки і їх аналоги для межі зі сторони маточини. В моделюванні радіус слід вважати постійною величиною.

Висновки. У статті запропонована методика для відтворення лопаті РО ГТ. Відтворена поверхня лопаті РК має конструктивну узгодженість, оскільки параметри програми проектування лопаті (програмне забезпечення *ANSYS BladeGen*) контролюються зовнішньої оптимізацією. Властивості геометричного змісту оптимізуються з використанням методу оптимізації моделювання, при якому максимальний тиск, отриманий за допомогою аналізу FSI, мінімізується. Функція параметрів геометричного змісту – це радіуси двох поверхонь змішування, які відсутні на етапі проектування. Змішувани поверхні автоматично включаються в твердотільну модель за допомогою проміжної програми *Blade Transformer*. Остаточні результати візуалізуються через систему *immersive virtual reality* за допомогою сучасного обладнання, технологій і можливостей програмного забезпечення. Візуалізація в такий спосіб дає можливість повністю зануритись в стереоскопічний вид конструкції. Таким чином людина, а не машина, обертає 3D зображення та обирає модель з кращими характеристиками, визначає недоліки, аналізує та приймає рішення. Комплексний підхід методика дає змогу знайти більш вдалі технологічні рішення для оптимізації лопатевої системи та подовжувати строк служби агрегату. Методика може використовуватися при модернізації та проектуванні нових лопатевих систем РО ГТ, також вона допоможе спроектувати лопатеву систему РК з високими енергокавітаційними показниками.

Список літератури

1. *Sobrinho E.* Development of a methodology for evaluation of a structural damage in turbine blades from hydropower generators / *E. Sobrinho, R. Sanomya, R. Ueda [et al.]*. – In Proceedings 20th COBEM. Gramado, Brazil, 2009.
2. *Castro EG.* Automatic creation of blending surfaces in hydropower generators turbine blades / *EG. Castro, MSG. Tsuzuki, ECN. Silva [et al.]*. – In Proceedings 19th World Congress IFAC. Cape Town, South Africa, 2014.
3. *Campbell RL.* Fluid–structure interaction analysis of flexible turbomachinery / *RL. Campbell, EG. Paterson* // *Journal of Fluids and Structures* Vol. 27, Issue 8, 2011. – C. 1376–1391.
4. *Choi HJ.* CFD validation of performance improvement of a 500 kW Francis turbine / *HJ. Choi, MA. Zullah, HW. Roh [et al.]*. // *Renewable Energy* Vol. 54, 2013. – C. 111–123.
5. *Ahmed MA.* Simulation optimization for an emergency department healthcare unit in Kuwait / *MA. Ahmed, TM. Alkhamis* // *European Journal of Operational Research* Vol. 198, Issue 3, 2009. – C. 936–942.
6. *Tsuzuki MSG.* Development of a Complete Methodology to Reconstruct, Optimize, Analyze and Visualize Francis Turbine

- Runners / *MSG. Tsuzuki, SL. Vatanabe, EG. Castro [et al.]*. // *IFAC* Vol. 48, Issue 3, 2015. – C. 1900–1905.
7. *Takimoto RY.* 3D reconstruction using low precision scanner / *RY. Takimoto, R. Vogelaar, EK. Ueda [et al.]*. – In Proceedings 1th IFAC Workshop IMS 2013. Sao Paulo, Brazil, 2013. – C. 239–244.
8. *Барліт В. В.* Расчет и проектирование проточной части реактивных гидротурбин на основе численного моделирования рабочего процесса: Учеб. пособие / *В. В. Барліт, К. А. Миронов, А. В. Власенко, [и др.]*. // Харьков: НТУ «ХПИ», 2008. – 216 с.
9. *Hou GN.* Numerical methods for fluid-structure interaction – a review / *GN. Hou, J. Wang, A. Layton* // *Communications in Computational Physics* Vol. 12, Issue 2, 2012. – C. 337–377.
10. *Mucha PJ.* A model for velocity fluctuations in sedimentation / *PJ. Mucha, SY. Tee, DA. Weitz [et al.]*. // *J. Fluid Mech* Vol. 501, 2004. – C. 71–104.
11. *Басов К. А.* ANSYS. Справочник пользователя / *К. А. Басов* – М.: ДМК Пресс, 2005. – 640 с.
12. *Svanberg K.* The method of moving asymptotes – a new method for structural optimization / *K. Svanberg* // *International Journal for Numerical Methods in Engineering* Vol. 24, Issue 2, 1987. – C. 359–373.
13. *Tsuzuki MSG.* Converting CSG models into meshed B-Rep models using Euler operators and propagation based marching cubes / *MSG. Tsuzuki, FK. Takase, MAS. Garcia [et al.]*. // *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering* Vol. 29, Issue 4, Rio de Janeiro, Brazil, 2007. – C. 337–344.
14. *Huang L.* Construction of blending surfaces / *L. Huang, X. Zhu* – Technical Report, HZ-TMSurf-Huang04, Beijing University of Aeronautics & Astronautics, 2000.
15. *van Dam A.* Experiments in immersive virtual reality for scientific visualization / *A. van Dam, DH. Laidlaw, RM. Simpson* // *Computers & Graphics* Vol. 26, Issue 4, 2002. – C. 535–555.
16. *Benes S.* Efficient methods to visualize finite element meshes / *S. Benes, J. Krus* // *Advances in Engineering Software* Vol. 79, 2015. – C. 81–90.

References (transliterated)

1. *Sobrinho, E., et al.* "Development of a methodology for evaluation of a structural damage in turbine blades from hydropower generators." In *Proceedings 20th COBEM*. Gramado, Brazil, 2009. Print.
2. *Castro, EG., et al.* "Automatic creation of blending surfaces in hydropower generators turbine blades." In *Proceedings 19th World Congress IFAC*. Cape Town, South Africa, 2014. Print.
3. *Campbell, RL., and EG. Paterson.* "Fluid–structure interaction analysis of flexible turbomachinery." *Journal of Fluids and Structures* Vol. 27, Issue 8, 2011. 1376–1391. Print.
4. *Choi, HJ., et al.* "CFD validation of performance improvement of a 500 kW Francis turbine." *Renewable Energy* Vol. 54, 2013. 111–123. Print.
5. *Ahmed, MA., and TM. Alkhamis.* "Simulation optimization for an emergency department healthcare unit in Kuwait." *European Journal of Operational Research* Vol. 198, Issue 3, 2009. 936–942. Print.
6. *Tsuzuki, MSG., et al.* "Development of a Complete Methodology to Reconstruct, Optimize, Analyze and Visualize Francis Turbine Runners." *IFAC* Vol. 48, Issue 3, 2015. 1900–1905. Print.
7. *Takimoto, RY., et al.* "3D reconstruction using low precision scanner." In *Proceedings 11th IFAC Workshop IMS 2013*. Sao Paulo, Brazil, 2013. 239–244. Print.
8. *Барліт, В. В., et al.* *Raschet i proektirovanie protochnoj chasti reaktivnyh gidroturbin na osnove chislenogo modelirovanija rabocheho processa: ucheb. posobie*. Kharkiv: NTU "KhPI", 2008. Print.
9. *Hou, GN., J. Wang, and A. Layton.* "Numerical methods for fluid-structure interaction – a review." *Communications in Computational Physics* Vol. 12, Issue 2, 2012. 337–377. Print.
10. *Mucha, PJ., et al.* "A model for velocity fluctuations in sedimentation." *J. Fluid Mech* Vol. 501, 2004. 71–104. Print.
11. *Басов, К. А.* *ANSYS. Spravochnik pol'zovatelja*. Moscow: DМК Press, 2005. Print.
12. *Svanberg, K.* "The method of moving asymptotes – a new method for structural optimization." *International Journal for Numerical Methods in Engineering* Vol. 24, Issue 2, 1987. 359–373. Print.

13. Tsuzuki, MSG., et al. "Converting CSG models into meshed B-Rep models using Euler operators and propagation based marching cubes." *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering* Vol. 29, Issue 4, Rio de Janeiro, Brazil, 2007. 337–344. Print.
14. Huang, L., and X. Zhu. "Construction of blending surfaces." *Technical Report, HZ-TMSurf-Huang04, Beijing University of Aeronautics & Astronautics*, 2000. Print.
15. Van Dam, A., DH. Laidlaw, and RM. Simpson. "Experiments in immersive virtual reality for scientific visualization." *Computers & Graphics* Vol. 26, Issue 4, 2002. 535–555. Print.
16. Benes, S., and J. Kruijs. "Efficient methods to visualize finite element meshes." *Advances in Engineering Software* Vol. 79, 2015. 81–90. Print.

Надійшла (received) 31.03.2017

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Методика оптимізації лопатевої системи робочого колеса радіально-осьової гідротурбіни / К. А. Миронов, Ю. Ю. Олексенко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – X. : НТУ «ХПІ», 2017. – № 22 (1244). – С. 49–54. – Бібліогр.: 16 назв. – ISSN 2411-3441.

Методика оптимизации лопастной системы рабочего колеса радиально-осевой гидротурбины / К. А. Миронов, Ю. Ю. Олексенко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – X. : НТУ «ХПІ», 2017. – № 22 (1244). – С. 49–54. – Библиогр.: 16 назв. – ISSN 2411-3441.

Methods optimization blades runner of Francis turbine / К. А. Mironov, Yu. Yu. Oleksenko // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Hydraulic machinery and hydrounits. – Kharkov : NTU "KhPI", 2017. – No. 22 (1244). – P. 49–54. – Bibliogr.: 16. – ISSN 2411-3441.

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

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

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

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

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

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

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

УДК 621.224

В. Э. ДРАНКОВСКИЙ, М. Ю. ХАВРЕНКО**АНАЛИЗ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА В РАБОЧИХ КОЛЕСАХ ВЫСОКОНАПОРНЫХ ОБРАТИМЫХ РАДИАЛЬНО-ОСЕВЫХ ГИДРОМАШИН**

Проведено анализ рабочего процесса в рабочих колесах высоконапорных обратимых гидромашин на напоры 300, 500 та 700 метрів в насосном режиме работы. Побудовані 3D моделі робочих коліс для відповідних напорів. Під час дослідження були визначені тиск та швидкість в проточній частині робочого колеса, що наведені в роботі в графічному вигляді. Отримані графічні залежності напору та ККД від витрат. Розрахунки проведені для п'яти значень подач.

Ключові слова: оборотна гідромашина, робоче колесо, проточна частина, коефіцієнт корисної дії, просторова течія, чисельне дослідження.

Проведен анализ рабочего процесса в рабочих колесах высоконапорных обратимых гидромашин на напоры 300, 500 и 700 метров в насосном режиме работы. Построены 3D модели рабочих колес на соответствующие напоры. В ходе исследования были определены давления и скорости в проточной части рабочих колес и представлены в работе графическом виде. Получены графические зависимости напора и КПД от расхода. Расчеты проведены для пяти значений подач.

Ключевые слова: обратимая гидромашина, рабочее колесо, проточная часть, коэффициент полезного действия, пространственное течение, численное исследование.

There have been designed and constructed 3D models of high-pressure reversible hydraulic machines. For the calculation have been constructed design grids. The minimum number of cells amounted to 5,2 million. Using a OpenFOAM software package. Have been done the numerical calculation of the spatial flow of a viscous fluid in impellers of hydraulic machines for pump mode. In the course of researches have been determined distribution of velocity and pressure in the flowing part. Represented dependence of efficiency and rated head from flow rate. Also have been determined the flow angles β_2 and α_2 and velocities w_1 and w_2 that characterize the motion of the fluid in the flowing part of impeller. Have been analyzed the results of the calculations.

Keywords: reversible hydraulic machine, impeller, flowing part, efficiency, spatial flow, numerical calculation.

Введение. Тенденция зарубежного опыта гидромашиностроения показывает, что доля высоконапорных ГАЭС увеличивается. Эта тенденция обусловлена экономическими соображениями, т.к. при одинаковых мощностях, вес высоконапорной насос-турбины меньше, примерно в 1,5 раза, чем у низконапорной, а вес всего агрегата уменьшается примерно в 1,3 раза. При этом существенно уменьшаются площади водохранилища, что снижает затраты на строительство станции. Поэтому, данная тенденция является перспективной, в связи с чем возникает необходимость разработки нового и совершенствования существующего оборудования для высоконапорных ГАЭС.

Цель работы. При дальнейшем повышении эффективности работы высоконапорных обратимых гидромашин, необходимо проводить исследования, основанные на применении численного моделирования течения в каждом элементе их проточных частей. Эти исследования позволяют существенно сократить объем дорогостоящих модельных испытаний при проектировании новых проточных частей с учетом условий конкретных ГАЭС либо модернизации существующих, ранее сооруженных [1]. В данной работе осуществляется анализ рабочего процесса в рабочих колесах высоконапорных обратимых гидромашин на напоры 300, 500 и 700 метров в насосном режиме работы

методом пространственного расчета потока вязкой жидкости. Расчеты проводятся в программном комплексе *OpenFOAM*, апробация которого осуществляется в работе [2].

Подготовка данных к расчету. Основные данные для проектирования рабочих колес были получены по рекомендациям работ [3, 4, 5], которые базируются на положении, что насосный режим является определяющим. В табл. 1 представлены основные данные для проектирования рабочих колес. Профилирование лопасти осуществлялось методом конформного отображения на боковую поверхность цилиндра, который является простым и в то же время достаточно точным методом. Построение 3D модели колеса является достаточно сложным и трудоемким процессом, что связано с изгибом лопасти во всех трех плоскостях. Натурный диаметр рабочих колес составлял более трех метров, что сильно усложняло процесс исследования из-за очень большого необходимого количества ячеек расчетной сетки. Поэтому, рабочие колеса проектировались на приведенные величины для напорного диаметра один метр. После пересчета, расчетные напоры составили 18,8, 36,3 и 54,2 м соответственно. Количество оборотов соответствует данным табл. 1, а именно 375, 500 и 600 соответственно. На рис. 1 представлены 3D модели спроектированных рабочих колес.

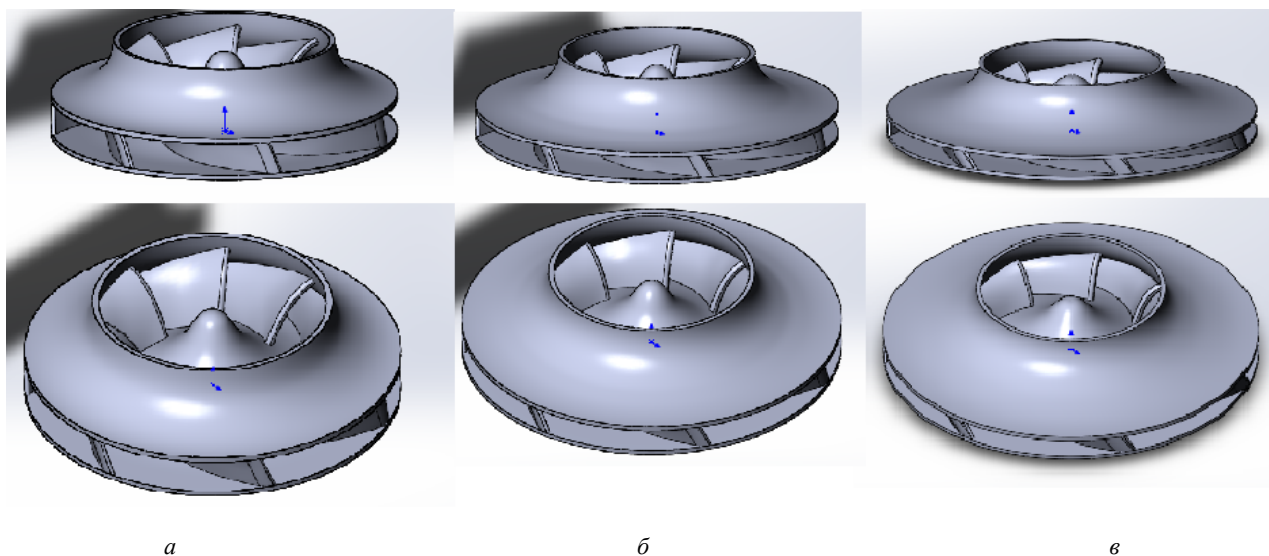
Таблица 1 – Основные данные для проектирования рабочих колес (насосный режим работы)

Параметры \ Напор	$H=300$	$H=500$	$H=700$
$n_{сн}$	136	99	83
n , мин ⁻¹	375	500	600
n_1 , мин ⁻¹	86,3	82,98	81,5

© В. Э. Дранковский, М. Ю. Хавренко, 2017

Продолжение таблицы 1

Параметры	Напор	Продолжение таблицы 1		
		$H=300$	$H=500$	$H=700$
$Q_1, \text{ м}^3/\text{с}$		0,179	0,107	0,078
$D_2, \text{ м}$		1	1	1
$b_2, \text{ мм}$		101	65	51
$D_0, \text{ м}$		0,604	0,516	0,478
$\beta_{1л}, \text{ град.}$ (от втулки к ободу на пяти линиях тока)		30°, 26°, 22,6°, 20,1°, 18°	27,6°, 25,8°, 23,4°, 21°, 19°	27°, 25,6°, 23,9°, 22°, 20°
$\beta_{2л}, \text{ град.}$		31,5°	30,5°	27,3°
$\Theta, \text{ град.}$ (угол охвата лопасти)		105°	110°	115°
z (кол-во лопастей)		7	7	7

Рис. 1 – 3D модели рабочих колес на быстроходности: а – $n_{\text{ш}}=136$; б – $n_{\text{ш}}=99$; в – $n_{\text{ш}}=83$

Численное исследование. Первым этапом проведения численного исследования является построение расчетной сетки, которая состоит из нескольких миллионов ячеек. Для всех рабочих колес была построена неструктурированная расчетная сетка. Для колеса с быстроходностью $n_{\text{ш}}=136$ количество ячеек составило 5,2 млн., для $n_{\text{ш}}=99$ – 5,9 млн. и для $n_{\text{ш}}=83$ – 5,3 млн. ячеек. Количество призматических слоев для первых двух колес равно 16, а для самого тихоходного – 15. Значение y^+ находится в пределах 50–60 единиц. Давление на выходе задано величиной в 1 атм. На рис. 2 изображена расчетная сетка для рабочего колеса с быстроходностью 99, где выделены призматические слои. Расчеты велись для 5 режимов подач в насосном режиме и выполнялись для расчетной области охватывающей проточную часть всего рабочего колеса.

В ходе исследований, по результатам работы программы, были определены значения абсолютного и статического давления в проточной части рабочих колес. По разнице давлений на выходе и входе из рабочего колеса определялся напор по формуле:

$$H_{\text{н}} = \frac{P'_{\text{вых}} - P'_{\text{вх}}}{\rho g} \quad (1)$$

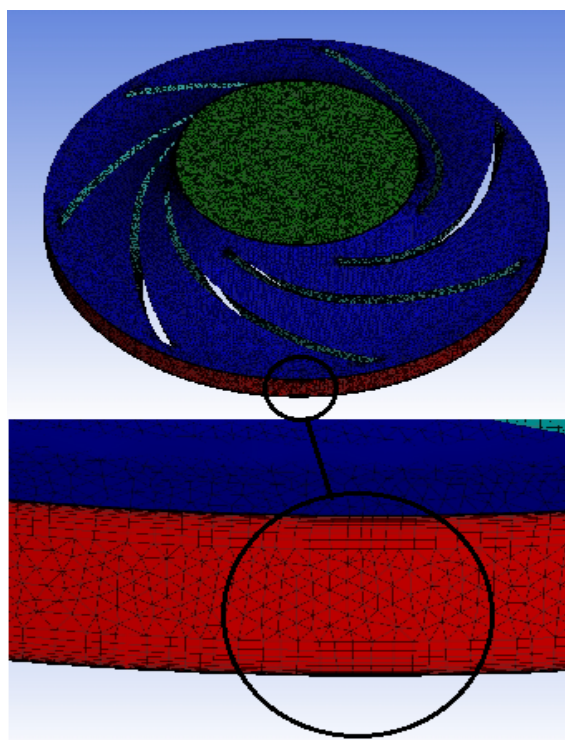


Рис. 2 – Расчетная сетка с выделенными призматическими слоями

Разница расчетных напоров и напоров, которые получены в результате численного эксперимента составляет менее 1% что можно считать хорошим результатом. Зависимость напора от расхода представлена на рис. 3 для диаметра 1 м.

Был определен крутящий момент лопасти и гидравлический КПД рабочего колеса по формуле:

$$\eta_{г.р.к.} = \frac{\rho g Q H}{\omega M_{кр}} \quad (2)$$

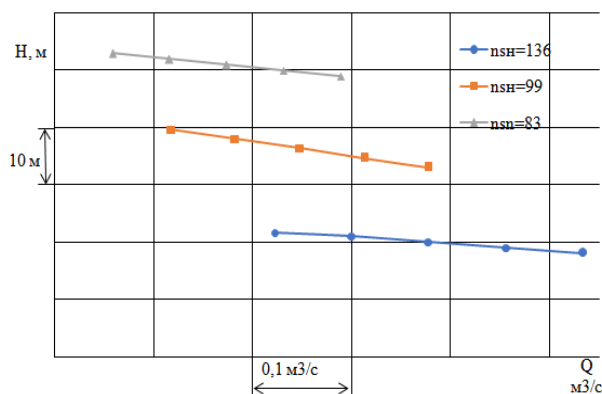


Рис. 3 – Напорная характеристика исследуемых рабочих колес

Зависимость гидравлического КПД рабочего колеса от расхода представлена на рис. 4.

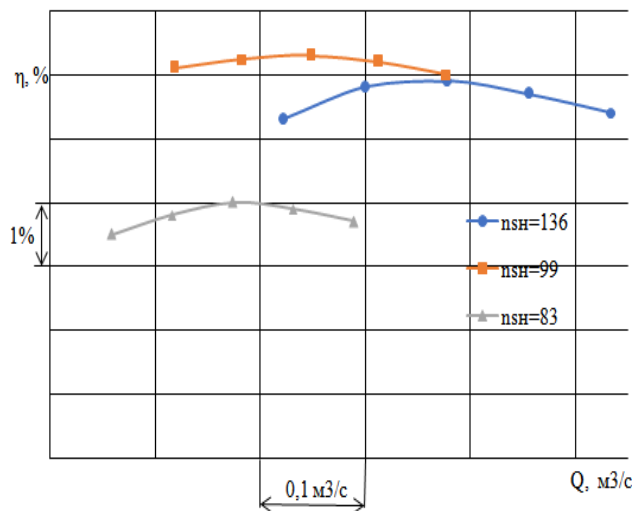


Рис. 4 – Энергетическая характеристика исследуемых рабочих колес

На рис. 5 и 6 графически представлены распределения абсолютного и статического давления в горизонтальном сечении исследуемых рабочих колес в оптимальном режиме работы с изолиниями, единицы измерения – Па · 10⁴. Данное сечение проходит через середину величины *b*₂ и перпендикулярно оси вращения рабочего колеса. Величина давления плавно увеличивается по мере приближения к напорному участку рабочего колеса.

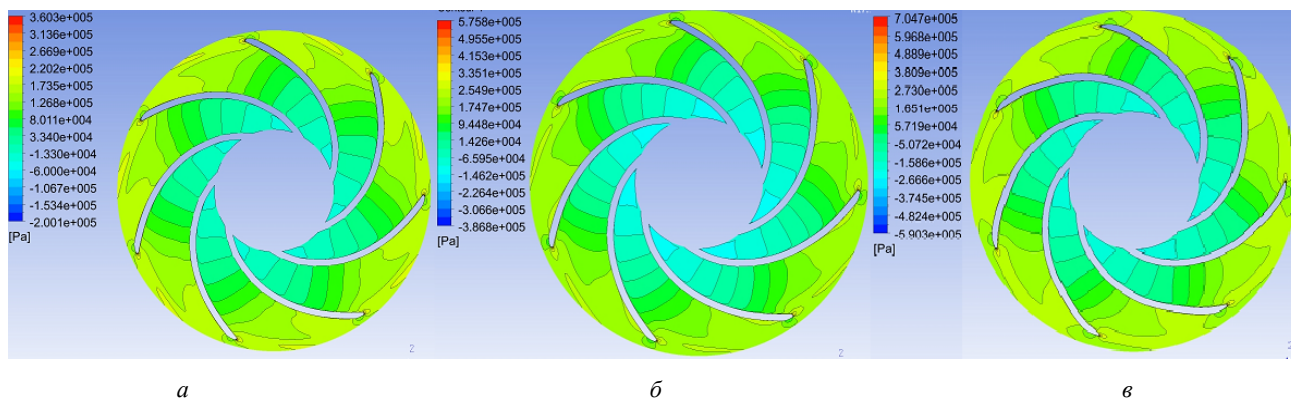


Рис. 5 – Распределение абсолютного давления в рабочих колесах: а – *n_{SH}*=136; б – *n_{SH}*=99; в – *n_{SH}*=83

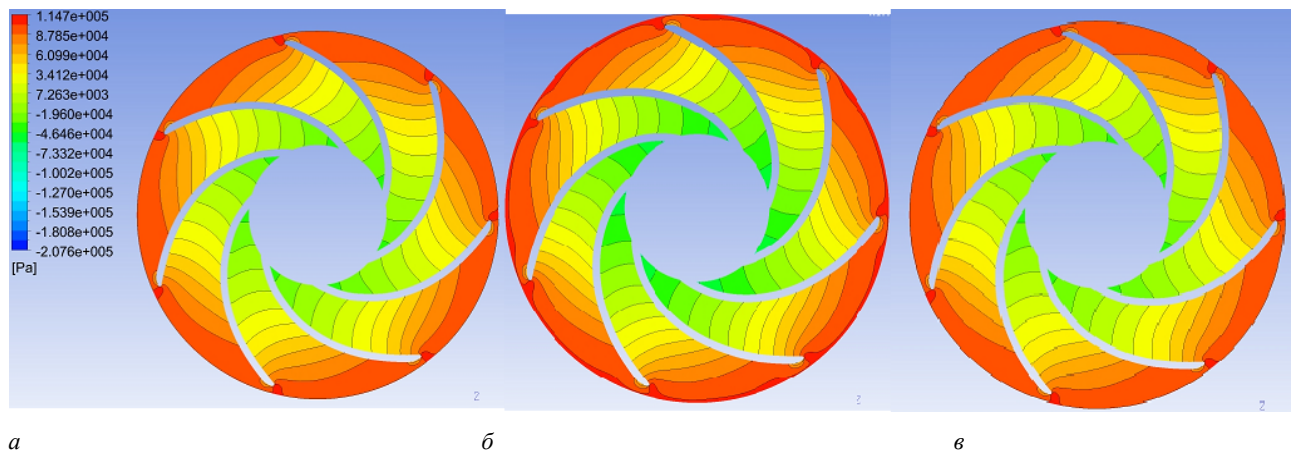


Рис. 6 – Распределение статического давления в рабочих колесах: а – *n_{SH}*=136; б – *n_{SH}*=99; в – *n_{SH}*=83

Изменение меридиональных скоростей, представленных на рис. 7, характеризуется их плавным изменением вдоль всей проточной части рабочего колеса. Меридиональная скорость представлена в векторном виде в меридиональной проекции. На рис. 8 представлена относительная скорость с изолиниями также с плавным изменением и без отрывов потока. На рис. 7 и 8 показаны результаты для оптимального режима работы. Единицы измерения – м/с.

Также в ходе исследования найдены углы потока на выходе с рабочего колеса β_2 и α_2 . Определены скорости w_1 и w_2 , которые характеризуют движение жидкости по каналу. Определена степень диффузорности и реактивности потока. Результаты сведены в табл. 2.

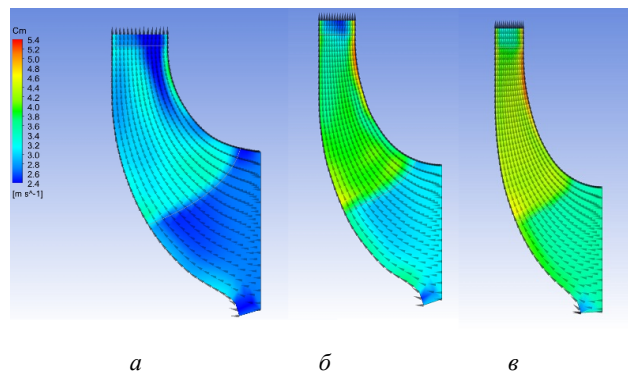


Рис. 7 – Распределение меридиональной скорости в рабочих колесах: а – $n_{sh}=136$; б – $n_{sh}=99$; в – $n_{sh}=83$

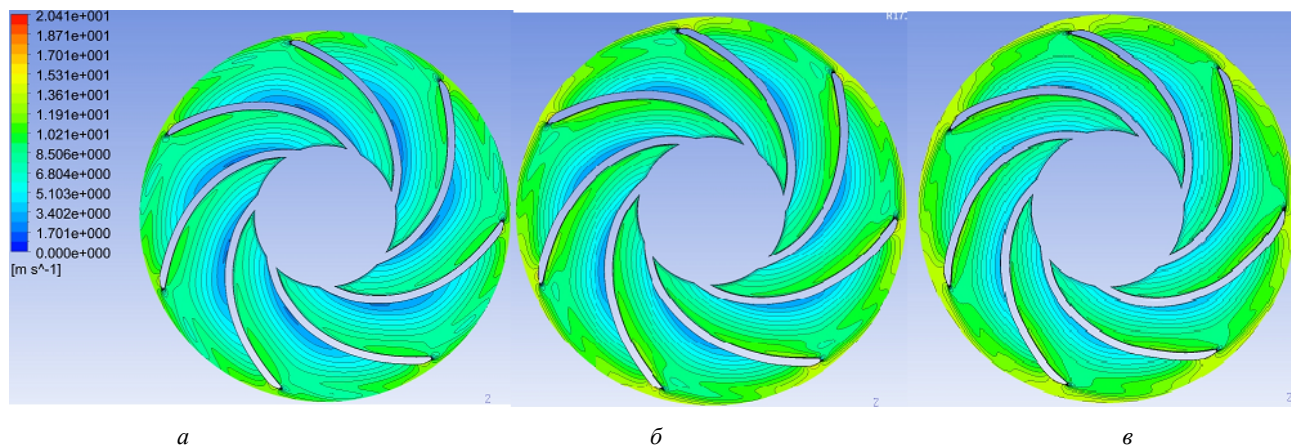


Рис. 8 – Распределение относительной скорости в рабочих колесах: а – $n_{sh}=136$; б – $n_{sh}=99$; в – $n_{sh}=83$

Таблица 2 – Значения углов β_2 и α_2 , а также скоростей w_1 и w_2

Параметры	Быстроходность	$n_{sh}=136$	$n_{sh}=99$	$n_{sh}=83$
	β_2 , град.		20	19
α_2 , град.		15,8	15	13,6
w_1 , м/с		12,3	15,6	17,5
w_2 , м/с		10,7	12,2	13,4
w_1 / w_2		1,15	1,26	1,27
степень реактивности (ρ)		0,69	0,7	0,71

Выводы. Анализ результатов, полученных при проведении численных расчетов пространственного течения вязкой жидкости в рабочих колесах радиально-осевой обратимой гидромашин в программном комплексе *OpenFOAM*, наглядно показывает особенности течения и позволяет определить характер распределения скорости, давления, углов потока, создаваемых лопатками рабочего колеса, обеспечивая их обоснованное проектирование. В результате расчетов получены различные данные, характеризующие движение жидкости по проточной части рабочего колеса.

Список литературы

1. Селезнев В. Н. Расчетное определение энергетических характеристик радиально-осевой насос-турбины на основе трехмерного моделирования течения жидкости / В. Н. Селезнев // Известия Самарского научного центра Российской академии наук. – 2013. – Т. 15, № 4-2. – С. 583–587.
2. Shudryk A. L. Using open software application packages for simulation of viscous incompressible fluid / A. L. Shudryk // Bulletin of NTU "KhPI". Series : Hydraulic machines and hydrounits. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2016. – No 20 (1192). – P. 90–93.
3. Обратимые гидромашин / Л. П. Гряко, Н. И. Зубарев, В. А. Умов [и др.]. – Л. : Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1981. – 255 с.
4. Дранковский В. Э. Определение расчетных параметров высоконапорных обратимых гидромашин / В. Э. Дранковский, М. Ю. Хавренко // Bulletin of NTU "KhPI". Series : Hydraulic

- machines and hydrounits. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2016. – № 20 (1192). – С. 77–80.
5. Дранковський В. Э. К расчету проточных частей высоконапорных радиально-осевых обратимых гидромашин / В. Э. Дранковський, М. Ю. Хавренко // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Збірник наукових праць. Серія : Математичне моделювання в техніці та технологіях. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 16 (1188). – С. 31–36.
 1. Seleznev V. N. "Расчетное определение энергетических характеристик radial'no-osevoj nasos-turbiny na osnove trehmernogo modelirovanija techenija zhidkosti." *Izvestija Samarskogo nauchnogo centra Rossijskoj akademii nauk* 15 (2013): 583–587. Print.
 2. Shudryk A. L. "Using open software application packages for simulation of viscous incompressible fluid." *Bulletin of NTU "KhPI". Series : Hydraulic machines and hydrounits.* No. 20 (1192). Kharkiv: NTU "KhPI", 2016. 90–93. Print.
 3. Grjanko L P et al. *Obratimye gidromashiny*. Leningrad: Mashinostroenie, Leningr. otd-nie, 1981. Print.
 4. Drankovskij V. Je. and Havrenko M. Ju. "Opredelenie raschetnyh parametrov vysokonapornyh obratimyh gidromashin." *Visnik NTU «HPI». Serija: Gidravlichni mashini ta gidroagregati.* No. 20 (1192). Kharkiv: NTU "KhPI", 2016. 77–80. Print.
 5. Drankovskij V. Je. and Havrenko M. Ju. "K raschetu protochnyh chastej vysokonaporny hradial'no-osevyh obratimyh gidromashin." *Visnik Nacional'nogo tehničnogo universtietu «HPI». Zbirnik naukovih prac. Serija: Matematichne modeljuvannja v tehniči ta tehnologijah.* No. 16 (1188). Kharkiv: NTU "KhPI", 2016. 31–36. Print.

References (transliterated)

Поступила (received) 05.02.2014

Бібліографічні описи /Библиографические описания /Bibliographic descriptions

Анализ рабочего процесса в рабочем колесе высоконапорных радиально-осевых обратимых гидромашин / В. Е. Дранковський, М. Ю. Хавренко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідропневмоагрегати. – Х. : НТУ «ХПІ», 2017. – № 22 (1244). – С. 55–59. – Бібліогр.: 5 назв. – ISSN 2411-3441.

Анализ рабочего процесса в рабочем колесе высоконапорных радиально-осевых обратимых гидромашин / В. Е. Дранковський, М. Ю. Хавренко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідропневмоагрегати. – Х. : НТУ «ХПІ», 2017. – № 22 (1244). – С. 55–59. – Бібліогр.: 5 назв. – ISSN 2411-3441.

Analysis of the working process in the impeller of high-pressure radial-axial reversible hydraulic machines / V. E. Drankovskij, M. Yu. Khavrenko // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Hydraulic Machines and hydrounits. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2017. – No 22 (1244). – P. 55–59. – Bibliogr.: 5. – ISSN 2411-3441.

Відомості про авторів /Сведения об авторах /About the Authors

Дранковський Віктор Едуардович – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», професор кафедри «Гідравлічні машини»; тел.: (050) 651-48-84; e-mail: drankovskiy@rambler.ru.

Дранковський Віктор Едуардович – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», професор кафедри «Гідравлічні машини»; тел.: (050) 651-48-84; e-mail: drankovskiy@rambler.ru.

Drankovskij Viktor Eduardovich – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Docent, National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Professor at the Department of "Hydraulic machines" ; tel.: (050) 651-48-84; e-mail : drankovskiy@rambler.ru.

Хавренко Михайло Юрійович – Аспірант, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут»; тел.: (050) 056-67-94; e-mail: khavrenkom@mail.ru.

Хавренко Михаил Юрьевич – Аспірант, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут»; тел.: (050) 056-67-94; e-mail: khavrenkom@mail.ru.

Khavrenko Mihail Yuryevich – Graduate student, National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute"; tel.: (050) 056-67-94; e-mail: khavrenkom@mail.ru.

APPLIED
RESEARCH

ПРИКЛАДНІ
ДОСЛІДЖЕННЯ

УДК 622.276.054(075)

А. И. ЦЕНЦИПЕР**ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ СИЛ В СТАНКЕ-КАЧАЛКЕ**

Розглянуто підхід до визначення динамічних сил, які діють у верстаті-качалки, в залежності від статичних сил з використанням коефіцієнта динамічності. Розроблено принципову схему дії динамічних сил в точці підвісу колони насосних штанг до головки балансиру верстата-качалки. Визначено аналітичні залежності динамічних сил від режиму роботи верстата-качалки та її геометричних параметрів. Розглянуто варіанти розподілу сил при відсутності врівноваження і при балансирувальному врівноваженні.

Ключові слова: статичні сили, динамічні сили, верстат-качалка, балансір, кривошип, колона насосних штанг, врівноваження.

Рассмотрен подход к определению динамических сил, действующих в станке-качалке, в зависимости от статических сил с использованием коэффициента динамичности. Разработана принципиальная схема действия динамических сил в точке подвеса колонны насосных штанг к головке балансира станка-качалки. Определены аналитические зависимости динамических сил от режима работы станка-качалки и её геометрических параметров. Рассмотрены варианты распределения сил при отсутствии уравновешивания и при балансирувальному врівноваженні.

Ключевые слова: статические силы, динамические силы, станок-качалка, балансір, кривошип, колонна насосных штанг, уравновешивание.

The choice of the pumping unites size for the deep-well petroleum production is determined by the main aspects of technical characteristics - by the nominal load capacity at the point of suspension of the sucker rods column to the head of walking beam and to the nominal torque at the output shaft of the gear reducer. In oil fields, the load capacity is practically determined by summing the static and dynamic forces acting at the suspension point of the sucker rods. In this case, the dynamic component is determined by multiplying the static load by the dynamic factor, which is chosen within the limits of 2.2–2.5. This approximate approach to determining of the load capacity of the pumping unites can only be estimated, since the approximate value of this index entails the problem of the precise balancing of the pumping unites in weight balancing. Therefore, the article gives an analytical solution for the dynamic forces determining. For this purpose, a schematic diagram of the dynamic forces action at the point of suspension of the sucker rods column to the head of walking beam of the pumping unites was developed. Analytical dependencies of dynamic forces on the operating mode of the pumping unites and its geometric parameters are determined. The variants of the forces distribution in the balancing absence and in balancing equilibration are considered. As a result, the real total maximum load acting at the point of suspension of the sucker rods column with balancing equilibration is analytically determined. It is this load that should be used to determine the load capacity and to choose the pumping units appropriate size.

Keywords: static force, dynamic force, pumping unites, walking beam, crank, sucker rods, in weight balancing.

Введение. Основополагающие кинематические соотношения и геометрические параметры станков-качалок изложены в известной работе [1]. Технология добычи нефти с помощью станков-качалок и штанговых глубинных насосов подробно освещена в одном из разделов учебника [2].

В статье [3] рассмотрены статические нагрузки, действующие на головку балансира станка-качалки в точке подвеса колонны насосных штанг. В этой точке при ходе вверх-вниз приложены большие массы, перемещающиеся с переменной скоростью, вследствие чего возникают переменные ускорения, которые обуславливают появление динамических сил – сил инерции. Они достигают значительной величины и примерно на 20-50 % превышают статические силы.

При добыче нефти штанговыми глубиннонасосными установками основным параметром, определяющим выбор станка-качалки, является его грузоподъёмность, которая определяется сложением статических и динамических сил в точке подвеса колонны насосных штанг. В нефте-промышленной практике динамические силы приблизительно определяют умножением статических сил на коэффициент динамичности:

$$P_{\text{дин}} = P_{\text{ст}} \cdot K_{\text{дин}},$$

где $P_{\text{дин}}$ – максимальная динамическая нагрузка;
 $P_{\text{ст}}$ – максимальная статическая нагрузка;

$K_{\text{дин}}$ – коэффициент динамичности, колеблющийся в пределах 2,2-2,5.

Такой ориентировочный подход к определению грузоподъёмности станка-качалки может носить лишь оценочный характер, поскольку неточное определение значения динамической составляющей влечёт за собой проблему при последующем обязательном выполнении уравновешивания станка-качалки с балансирувальною схемой уравновешивания.

Уравновешивание станков-качалок. Во время работы станка-качалки нагрузка на головку балансира и на все механизмы привода изменяется в зависимости от направления движения плунжера штангового глубинного насоса.

При ходе плунжера вверх на головку балансира действуют давление столба жидкости на плунжер и сила тяжести колонны насосных штанг. При этом электродвигатель совершает положительную работу, поскольку необходимо поднимать столб жидкости на определённую высоту.

Мощность, которая в общем случае характеризует скорость совершения работы, в данном случае будет равна

$$N_B = \frac{L_B \cdot n}{60},$$

где N_B – мощность, затрачиваемая электродвигателем при ходе плунжера вверх; L_B – положительная работа; n – число двойных ходов станка-качалки в минуту.

© А. И. Ценципер, 2017

При ходе плунжера вниз механизм станка-качалки нагружен только силой тяжести колонны штанг, так как в это время нагнетательный клапан открыт, и давление столба жидкости передаётся на всасывающий клапан насоса. Мощность, затрачиваемая при этом электродвигателем, будет равна

$$N_{\text{H}} = \frac{L_{\text{H}} \cdot n}{60},$$

где N_{H} – мощность, затрачиваемая при ходе вниз; L_{H} – отрицательная работа

Эта отрицательная работа и мощность при ходе вниз разгружает электродвигатель, т. е. в течение одного двойного хода станка-качалки от электродвигателя не отбирается постоянная мощность. Это значительно снижает КПД. Кроме того, для привода приходится выбирать электродвигатель повышенной мощности, соответствующий максимальному значению мощности, необходимой только при ходе вверх, а это означает, что он не полностью будет загружен. И, наконец, если не принимать специальных мер, то такие резкие колебания приведут к ускоренному износу всех узлов станка-качалки и привода в целом: электродвигателя, редуктора с зубчатыми передачами, клиноременной передачи.

Поэтому, чтобы устранить неравномерность нагрузки и обеспечить постоянство работы крутящего момента на выходном валу редуктора, механизм станка-качалки уравнивают противовесами (контргрузами), подвешенными на заднем конце балансира.

Установка противовесов необходима для того, чтобы независимо от направления движения плунжера штангового насоса (ход вверх-вниз), нагрузка в точке подвеса колонны насосных штанг изменялась бы плавно и равномерно.

Определение величины веса противовеса, места его расположения e , частично на кривошипе) и соответствующего плечевого расстояния в целом составляет процесс, который называется уравниванием.

Таким образом, уравнивание, не влияя на величину полной работы станка-качалки ($L_{\text{B}} + L_{\text{H}}$) и оставляя её неизменной, перераспределяет эту работу, т. е. уравнивает её.

Исходя из этого, можно записать, что средняя мощность N_{cp} в течение одного двойного хода станка-качалки составит

$$N_{\text{cp}} = \frac{L \cdot n}{60}$$

Сила тяжести противовеса определяется из следующих соображений. Если силу тяжести противовеса принять равной силе тяжести жидкости и штанг, то при ходе плунжера вверх станок-качалка будет полностью уравновешен. Однако, при ходе плунжера вниз, когда на головку балансира действует только усилие, создаваемое весом штанг, излишняя

сила тяжести противовеса, равная силе тяжести жидкости, будет создавать дополнительную нагрузку на механизм. Точно также нельзя ограничиваться уравниванием только веса штанг, так как останется неуравновешенным вес столба жидкости при ходе плунжера вверх.

Поэтому идеальным условием уравнивания является равенство работ станка-качалки при ходе вверх и ходе вниз

$$L_{\text{B}} = L_{\text{H}}.$$

Определим работу станка-качалки отдельно при ходе вверх и при ходе вниз. При этом учитываем, что сила тяжести противовеса постоянна и направлена вертикально вниз как при ходе вверх, так и при ходе вниз.

Тогда работа при ходе вверх будет равна

$$L_{\text{B}} = (P_{\text{ж}} + P_{\text{шт}})S_0 - X \cdot S_1,$$

где S_0 – перемещение статической нагрузки в точки A из нижнего положения A_1 в верхнее положение A_2 ; S_1 – перемещение вниз уравнивающего груза X из точки C_1 в точку C_2 .

Работа при ходе вниз будет равна

$$L_{\text{H}} = -P_{\text{шт}} \cdot S_0 + X \cdot S_1$$

здесь S_0 – перемещение статической нагрузки точки A из верхнего положения A_2 в нижнее положение A_1 ; S_1 – перемещение вверх уравнивающего груза X из точки C_2 в точку C_1 .

Приравняем выражения этих работ

$$(P_{\text{ж}} + P_{\text{шт}})S_0 - X \cdot S_1 = -P_{\text{шт}} \cdot S_0 + X \cdot S_1$$

При этом учтём, что

$$\frac{S_1}{S_0} = \frac{c}{a},$$

откуда

$$S_1 = S_0 \frac{c}{a},$$

где a – переднее плечо балансира; c – плечо установленного противовеса.

Подставив значение S_1 в приведенное равенство работ, после алгебраического преобразования получим

$$P_{\text{ж}} + 2P_{\text{шт}} = 2X \frac{c}{a},$$

откуда определим искомый вес противовеса

$$X = \left(\frac{P_{\text{ж}}}{2} + P_{\text{шт}} \right) \frac{a}{c},$$

т. е. вес противовеса, установленного на заднем плече балансира, равен половине веса столба поднимаемой жидкости, сложенной с весом насосных штанг и умноженной на соотношение плеч a и c .

Таким образом установлено, что для равномерной загрузки станка-качалки и, прежде всего, электродвигателя насосные штанги следует уравновесить полностью, а столб жидкости – только наполовину.

В промысловой практике добычи нефти глубинными штанговыми насосами, приводимыми в действие станками-качалками, балансирное уравновешивание получило широкое распространение.

При балансирном уравновешивании (рис. 1) противовес устанавливается на определённом расстоянии от оси качания балансира в конце заднего плеча

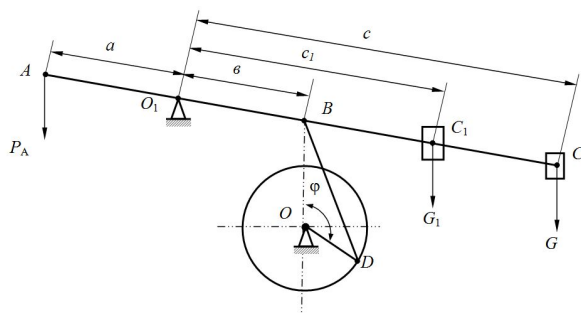


Рис. 1 – Схема балансирного уравновешивания:

A – точка подвеса колонны насосных штанг; O_1 – ось качания балансира; B – точка сочленения балансира с шатуном; O – ось вращения кривошипа; D – точка сочленения кривошипа с шатуном; C – центр тяжести противовозу; P_A – изменяющаяся нагрузка в точке подвеса штанг при ходе вверх и вниз; G, G_1 – вес противовозу; a – длина переднего плеча балансира; b – длина заднего плеча балансира от оси качания балансира O_1 до точки сочленения с шатуном B ; c, c_1 – длина заднего плеча балансира или расстояние от оси его качания до центра тяжести противовозу; φ – угол поворота кривошипа.

Как было ранее указано, для равномерной загрузки станка-качалки насосные штанги следует уравновесить полностью, а столб жидкости – наполовину. Исходя из этого, запишем условие уравновешивания:

$$P_A \cdot a = \left(\frac{P_{ж}}{2} + P_{шт} \right) \cdot a = G \cdot c,$$

откуда

$$G = \frac{a}{c} \left(\frac{P_{ж}}{2} + P_{шт} \right),$$

где $P_{ж}, P_{шт}$ – соответственно масса столба жидкости в НКТ и спущенных насосных штанг, измеряемая от динамического уровня до устья скважины; G – вес противовозу; a – длина переднего плеча балансира; c, c_1 – длина заднего плеча балансира или расстояние от оси его качания до центра тяжести уравновешивающего груза (противовозу).

Из условия требуемого уравновешивания произведение $G \cdot c = \text{const}$ есть величина постоянная,

но внутри этого произведения можно менять значения G и c . Например, увеличивать вес груза и уменьшать плечо его расположения на балансире или наоборот, т. е., если: $c > c_1, G_1 > G$, тогда

$$\frac{c \cdot G}{b} = \frac{c_1 G_1}{b} = \text{const}.$$

Таким образом, увеличивая вес уравновешивающего груза и приближая его к точке B , не нарушается требуемое условие, но, тем самым, улучшается работа станка-качалки, поскольку уменьшаются величины динамических составляющих тангенциальных усилий.

Балансирное уравновешивание имеет следующие преимущества:

- простая технология изготовления противовозу, которые представляют собой сплошные металлические диски. Диски в необходимом количестве свободно располагают в конце заднего плеча балансира;

- установку дисков на балансире производят на земле при общем монтаже станка-качалки на скважине.

Определение динамических сил в станке-качалке без уравновешивания. Для определения динамических сил рассмотрим схему их действия в точке A , точке подвеса колонны насосных штанг к головке балансира станка-качалки (рис. 2).

Обозначим динамические усилия в точке A при ходе вверх – $P_{A \text{ дин}}$, при ходе вниз – $P'_{A \text{ дин}}$ и рассмотрим схему действия динамических сил.

$$P_{A \text{ дин}} = m W_A; \quad m = \frac{P_{ж} + P_{шт}}{g};$$

$$P'_{A \text{ дин}} = m' W_A; \quad m' = \frac{P_{шт}}{g};$$

$$W_A = r \cdot \omega^2 \cdot \frac{a}{b} \cos \varphi.$$

В приведенных выражениях указаны массы, приложенные в точке A соответственно при ходе вверх и ходе вниз, и ускорение в точке A . После подстановки значения массы и ускорения получим динамическое усилие при ходе вверх

$$P_{A \text{ дин}} = \frac{P_{ж} + P_{шт}}{g} r \cdot \omega^2 \cdot \frac{a}{b} \cos \varphi.$$

Аналогично определим динамическое усилие при ходе вниз

$$P'_{A \text{ дин}} = \frac{P_{шт}}{g} r \cdot \omega^2 \cdot \frac{a}{b} \cos \varphi.$$

В обоих выражениях угловая скорость равна $\omega = \frac{\pi n}{30}$, где n – число полных качаний (двойных ходов) станка-качалки в минуту. Подставив значение ω , получим

$$P_{A \text{ дин}} = \frac{P_{\text{ж}} + P_{\text{шт}}}{g} \cdot \frac{\pi^2 n^2}{30^2} \cdot r \cdot \frac{a}{b} \cos \varphi,$$

$$P'_{A \text{ дин}} = \frac{P_{\text{шт}}}{g} \cdot \frac{\pi^2 n^2}{30^2} \cdot r \cdot \frac{a}{b} \cos \varphi$$

Обозначим $\frac{r \cdot n^2}{900} = K$, где $r = \text{const}$ и $n = \text{const}$, а

также учитывая, что значения $\pi^2 = 9,86$ и $g = 9,81$ приблизительно равны, их можно сократить.

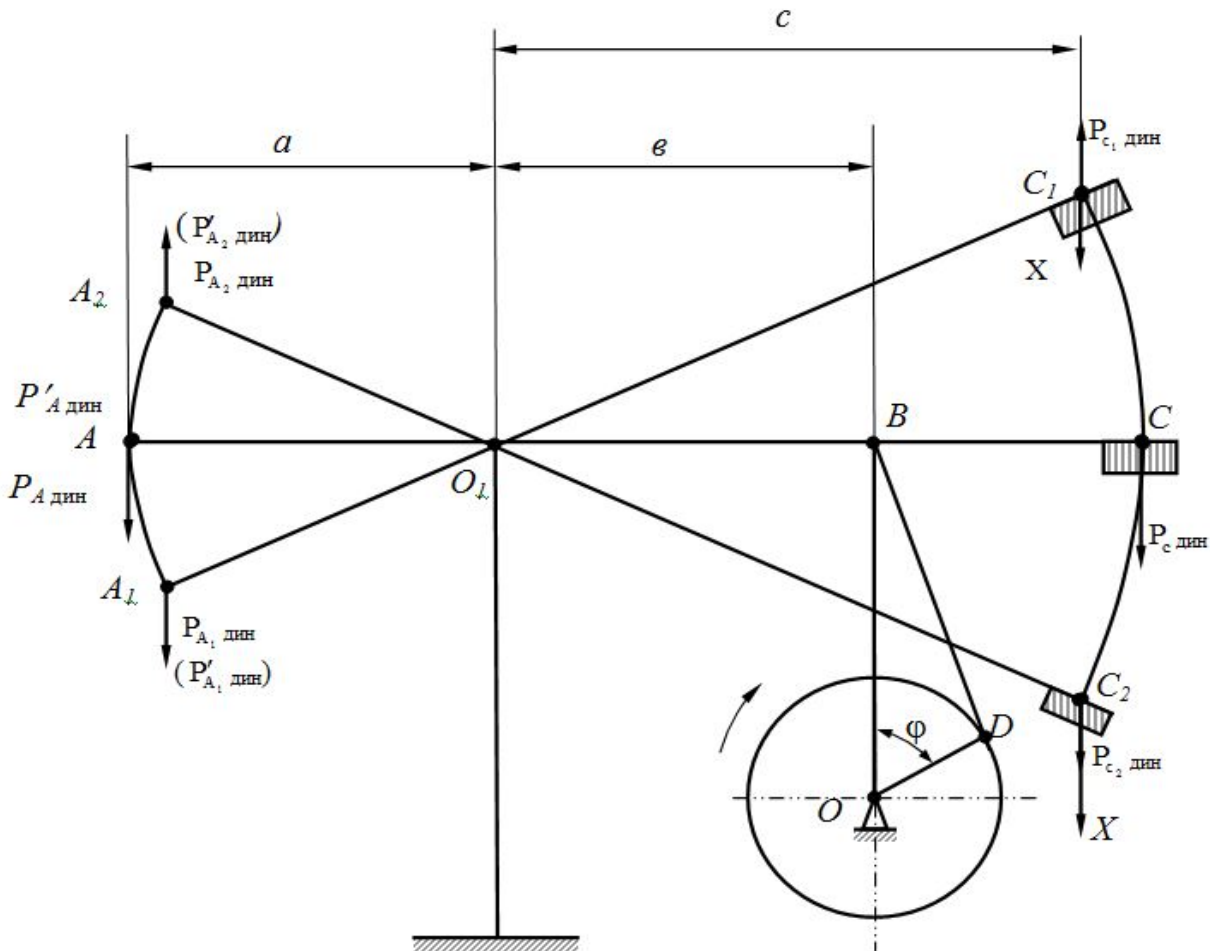


Рис. 2 – Схема действия динамических сил в станке-качалке

Тогда выражения динамических усилий соответственно при ходе вверх и вниз примет вид

$$P_{A \text{ дин}} = K(P_{\text{ж}} + P_{\text{шт}}) \frac{a}{b} \cos \varphi$$

$$P'_{A \text{ дин}} = KP_{\text{шт}} \frac{a}{b} \cos \varphi .$$

Рассмотрим, как меняется динамическое усилие, действующее в точке A при ходе вверх и вниз в зависимости от угла поворота кривошипа φ .

В начале хода вверх $\varphi = 0^\circ$, $\cos \varphi = 1$ динамическое усилие равно

$$P_{A \text{ дин}} = K(P_{\text{ж}} + P_{\text{шт}}) \frac{a}{b} .$$

Так как это усилие имеет положительный знак, то оно действует в точке A1 сверху вниз. В средней части хода плунжера насоса при $\varphi = 90^\circ$, $\cos \varphi = 0$, следовательно,

$$P_{A \text{ дин}} = 0.$$

При крайнем верхнем положении точки в конце хода вверх $\varphi = 180^\circ$, $\cos \varphi = -1$, тогда

$$P_{A \text{ дин}} = -K(P_{\text{ж}} + P_{\text{шт}}) \frac{a}{b},$$

Знак минус показывает, что усилие в точке A2 направлено снизу вверх.

Рассмотрим изменение динамических сил в точке A при ходе вниз.

Для начала хода вниз при $\varphi = 180^\circ$, $\cos \varphi = -1$ динамическое усилие в точке A2.

$$P'_{A2 \text{ дин}} = -KP_{\text{шт}} \frac{a}{b},$$

Знак «минус» показывает, что это усилие направлено снизу вверх.

В средней части хода плунжера насоса при $\varphi = 270^\circ$, $\cos \varphi = 0$.

$$P_{A \text{ дин}} = 0.$$

И в конце хода вниз при $\varphi = 360^\circ$, $\cos \varphi = 1$

$$P'_{A1 \text{ дин}} = KP_{\text{шт}} \frac{a}{b}.$$

Усилие направлено вниз, так как имеет положительный знак.

Определение динамических сил при балансирном уравновешивании. Вследствие изменения динамических сил за один цикл (ход вверх-вниз) станки-качалки в обязательном порядке должны быть уравновешены с помощью грузов (противовесов), устанавливаемых на заднем плече балансира или на кривошипе, или часть груза на балансира, часть – на кривошипе. Типоразмеры и технические характеристики станков-качалок представлены в каталоге Азербайджанского научно-исследовательского института нефтяного машиностроения (АЗИНМАШ) [4, 5].

Рассмотрим вариант балансирного уравновешивания (см. рис. 2). В точке C приложена статическая сила, направленная при ходе вверх и вниз по вертикали вниз и равна весу уравновешивающего груза X . Следовательно, масса, действующая в точке C при ходе вверх и вниз, будет равна

$$m = m' \frac{X}{g}.$$

Ускорение точки C равно

$$W_C = r\omega^2 \frac{c}{b} \cos \varphi,$$

где c – расстояние центра тяжести уравновешивающего груза от оси качания балансира.

Динамическое усилие в точке C при ходе вверх и вниз

$$P_{C \text{ дин}} = m W_C = \frac{X}{g} r \omega^2 \frac{c}{b} \cos \varphi,$$

$$P'_{C \text{ дин}} = m' W_C = \frac{X}{g} r \omega^2 \frac{c}{b} \cos \varphi,$$

т. е. $P_{C \text{ дин}} = P'_{C \text{ дин}}$

Рассмотрим, как меняется динамическое усилие в точке C при ходе станка-качалки вверх и вниз в зависимости от изменения угла поворота кривошипа φ . Для этого приведём к виду, аналогичному для точки A

$$P_{C \text{ дин}} = P'_{C \text{ дин}} = KX \frac{c}{b} \cos \varphi.$$

В начале хода вверх в точке C_1

$$P'_{C \text{ дин}} = -KX \frac{c}{b} \cos \varphi.$$

И хотя $\varphi = 0^\circ$, $\cos \varphi = 1$, динамическое усилие – сила инерции, направлена в обратную сторону движения – снизу вверх, оно имеет отрицательный знак в течение всего хода вверх.

В начале хода вниз в точке C_2

$$P_{C2 \text{ дин}} = -KX \frac{c}{b}, \text{ при } \varphi = 180^\circ, \cos \varphi = -1.$$

Так как в данном случае усилие является положительным и направлено вниз, то для всего хода вниз

$$P_{C \text{ дин}} = -KX \frac{c}{b} \cos \varphi.$$

Определим полные усилия в точках A и C , которые слагаются из статических и динамических составляющих. Поэтому полные усилия в точке A для хода вверх и вниз будут

$$P_A = P_{A \text{ ст}} + P_{A \text{ дин}}; \quad P'_A = P'_{A \text{ ст}} + P'_{A \text{ дин}}.$$

Аналогично полные усилия в точке C для хода вверх и вниз будут

$$P_C = P_{C \text{ ст}} + P_{C \text{ дин}}; \quad P'_C = P'_{C \text{ ст}} + P'_{C \text{ дин}}.$$

Подставляя все значения статических и динамических сил в точке A , в итоге получим

$$\begin{aligned} P_A &= (P_{\text{ж}} + P_{\text{шт}}) + K(P_{\text{ж}} + P_{\text{шт}}) \frac{a}{b} \cos \varphi = \\ &= (P_{\text{ж}} + P_{\text{шт}}) \left(1 + K \frac{a}{b} \cos \varphi\right) \end{aligned}$$

$$P'_A = P_{\text{шт}} + KP_{\text{шт}} \frac{a}{b} \cos \varphi = P_{\text{шт}} \left(1 + K \frac{a}{b} \cos \varphi\right).$$

Аналогично в точке C

$$P_{C \text{ ст}} = P'_{C \text{ ст}} = X; \quad P_{C \text{ дин}} = P'_{C \text{ дин}} = -KX \frac{c}{b} \cos \varphi,$$

тогда окончательно

$$P_C = P'_C = X - KX \frac{c}{b} \cos \varphi = X \left(1 - K \frac{c}{b} \cos \varphi\right).$$

Выводы. Определено значение динамических сил, действующих на головку балансира станка-качалки в точке подвеса колонны насосных штанг. На основании полученных аналитических зависимостей доказано, что изменения величины динамических нагрузок за один цикл (один двойной ход вверх-вниз) при заданных геометрических величинах станка-качалки и режиме его работы зависят только от угла поворота кривошипа φ . При этом максимальное значение динамические нагрузки достигают при углах поворота кривошипа 0° , 180° , 360° . В итоге, имея значение статической нагрузки и складывая её с динамической составляющей, аналитически определена реальная суммарная максимальная нагрузка, действующая в точке подвеса колонны насосных штанг при балансирном уравновешивании. Именно этой нагрузкой следует руководствоваться при определении грузоподъёмности и выборе соответствующего типоразмера станка-качалки.

Список литературы:

1. Аливердизаде К. С. Индивидуальные приводы глубинных штанговых насосов / К. С. Аливердизаде. – М. : Недра, 1973. – 191 с.

2. *Ценципер А. И.* Основы эксплуатации и ремонта нефтегазовых скважин : учебник / *А. И. Ценципер*. – Харьков: ТОВ «Видавництво «Підручник НТУ «ХПІ»», вул. Кирпичёва, 2, м. Харків-2, 61002, 2016. – 444 с.
3. *Ценципер А. И.* Добыча нефти штанговыми глубиннонасосными установками. / *Ценципер А. И., Косоруков А. В.* // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydrounits. – Kharkiv : NTU "KhPI" 2016, № 20 (1192) СМ. 102-106
4. Нефтегазопромысловое оборудование : Каталог АЗИНМАШ. - Действует с 20.02.1991. – Офиц. изд. - БАКУ. : ПМБ ЦИНИИХИМНЕФТЕМАШ, 1991. – 221 с.
5. Адонин А. Н. Выбор способа добычи нефти / А. Н. Адонин. – М. : Недра, 1971.

References:

1. Aliverdizade, K. S. *Individualnyie privodyi glubinyih shtangovyih nasosov*. Moscow: Nedra, 1973. Print.
2. Tsentsiper, A. I. *Osnovyi ekspluatatsyi i remonta nefnegazovyih skvazhin: uchebnik*. Kharkov: NTU "KhPI", 2016. Print.
3. Tsentsiper, A. I. and A. V. Kosorukov. "Dobycha nefty shtangovymy glubynnonasosnymy ustanovkamy" *Buletin of NTU "KhPI". Ser.: Hydraulic machines and hydrounits*. No. 20(1192). Kharkiv: NTU "KhPI", 2016. 102–106. Print.
4. Neftgazopromyslovoye oborudovaniye. Katalog AZINMASH Baku, TSYNTYkhyneftemash, 1991. Print.
5. Adonin, A. N. *Vybor sposoba dobychi nefii*. Moscow: Nedra, 1971. Print.

Поступила (received) 24.04.2017

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Определение динамических сил в станке-качалке / А. И. Ценципер // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Х. : НТУ «ХПІ», 2017. – № 22 (1244). – С. 61–66. – Бібліогр.: 5 назв. – ISSN 2411-3441.

Определение динамических сил в станке-качалке / А. И. Ценципер // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Х. : НТУ «ХПІ», 2017. – № 22 (1244). – С. 61–66. – Бібліогр.: 5 назв. – ISSN 2411-3441.

The choice dynamic forces at the pumping unites / A. I. Tsentsiper // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Hydraulic machinery and hydrounits. – Kharkov : NTU "KhPI", 2017. – No. 22 (1244). – P. 61–66. – Bibliogr.: 5. – ISSN 2411-3441.

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Ценципер Адольф Ісаакович – кандидат технічних наук, старший науковий співробітник, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут, професор кафедри «Гідравлічні машини»; тел: (068) 961-86-55; e-mail: gmntukhpi@gmail.com.

Ценципер Адольф Ісаакович – кандидат технических наук, старший научный сотрудник, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», профессор кафедры «Гидравлические машины»; тел: (068) 961-86-55; e-mail: gmntukhpi@gmail.com.

Tsentsiper Adolf Isaakovich – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), senior scientific worker, National Technical University "Kharkov Polytechnic Institute", Professor at the Department of "Hydraulic Machines"; tel.: (068) 961-86-55; e-mail: gmntukhpi@gmail.com.

УДК 622.245.7

Р. Ю. МЕЛЬНИК, В. П. ЧЕРВИНСКИЙ**ОСОБЕННОСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ КОЛОННЫ ГИБКИХ ТРУБ (КГТ)**

У статті наведено відомості про конструювання, виготовлення і експлуатацію гнучких труб, що застосовуються в колтюбінгових установках для капітального ремонту свердловин. Перелічені основні фізичні показники, які ведуть до руйнування або деформації виробу, фактори, що впливають на його характеристики і методи, що дозволяють запобігти передчасному виходу виробу з ладу. Пояснена залежність найбільш ймовірних руйнувань гнучких труб від характеру роботи з ними. Наведено вимоги по пружності, твердості нових гнучких труб в розмотаному стані. Детально розглянуто явище поздовжнього вигину гнучких труб в свердловині і наведені методи боротьби з ним. Описано особливості протікання процесу корозії і ерозії в гнучкій трубі.

Ключові слова: колона гнучких труб, колтюбінгові установки, капітальний ремонт свердловин, руйнування, вигин, міцність, корозія, ерозія.

В статье приведены сведения о конструировании, изготовлении и эксплуатации гибких труб, применяемых в колтюбинговых установках для капитального ремонта скважин. Перечислены основные физические показатели, которые ведут к разрушению или деформации изделия, факторы, влияющие на его прочностные характеристики и методы, позволяющие предотвратить преждевременный выход изделия из строя. Объяснена зависимость наиболее вероятных разрушений гибких труб от характера работы с ними. Приведены требования по упругости, твердости новых гибких труб в размотанном состоянии. Подробно рассмотрено явление продольного изгиба гибких труб в скважине и приведены методы борьбы с ним. Описаны особенности протекания процесса коррозии и эрозии в гибкой трубе.

Ключевые слова: колонна гибких труб, колтюбинговые установки, капитальный ремонт скважин, разрушение, изгиб, прочность, коррозия, эрозия.

The article contains information on the design, manufacture and operation of flexible pipes used in coiled tubing installations for workover of wells. The main physical indicators that lead to the destruction or deformation of the product, factors affecting its strength characteristics and methods that prevent premature failure of the product are listed. The dependence of the most probable damages of flexible pipes on the nature of working with them is explained. Requirements are given for the elasticity, hardness of new flexible pipes in the unbound state. The phenomenon of longitudinal bending of flexible pipes in a borehole is considered in detail, and methods for combating it are given. Specific features of the course of corrosion and erosion in a flexible tube are described.

Keywords: column of flexible pipes, coiled tubing units, overhaul of wells, destruction, bending, strength, corrosion, erosion.

Введение. В последние годы существенно увеличилось количество скважин, которые нуждаются в ремонте. Применение передвижных установок, оснащенных одной сплошной, непрерывной колонной гибких труб (КГТ) – это принципиально новый подход и одно из перспективных направлений сокращения продолжительности и повышения эффективности ремонта. Реализация схем работоспособного оборудования стала возможной только после решения двух технических задач: это создание колонны гибких труб, обладающих достаточно высокой циклической прочностью даже за пределами упругости, и промышленного оборудования, обеспечивающего спуск и подъем такой колонны в скважину, а также выполнение всех необходимых технологических операций. В результате решения этих задач появилась новая технология проведения буровых работ и подземного ремонта скважин на основе использования колонны непрерывных гибких труб. Причем имеется в виду не новая технология выполнения спускоподъемных операций, а всего комплекса работ. К ним относятся подготовка оборудования, выполнение операций ремонта или бурения скважины и свертывание комплекса оборудования. За рубежом с начала 1960-х годов активно применяется технология так называемой "непрерывной" или "свернутой" трубы – колтюбинга ("труба, наматываемая на барабан" – *Coiled Tubing*), как для первоначального запуска скважин, так и для проведения ремонтов. В СССР значительно позже, в конце 1970-х – начале 1980-х гг., была предпринята попытка применить колтюбинг. Но используемые для этого трубы

Челябинского завода оказались некачественными. Они плохо наматывались на барабан, кроме того, после 10–12 операций в них образовывались свищи. Лишь в середине 1990-х российские нефтяные компании смогли внедрить технологию колтюбинга, но на базе импортной техники – качественных отечественных аналогов нефтяники ждут до сих пор. Средняя стоимость колтюбинг-ремонта, несмотря на применение импортной техники, почти в три раза ниже стоимости традиционного ремонта.

Особенности изготовления. Для гибких труб применяется большей частью сталь А606, относительно чистая; плоские полоски формируются в непрерывную трубу. Соединения делаются на полосках через каждые 3500–5000 футов (1067–1524 м) с наклоном 15–45°. Каждый сварочный шов проверяют и подвергают чистовой обработке. Все соединения делаются до начала изготовления трубы. До сваривания гибкая труба маркируется: ставится ее номер и дата изготовления. Маркировка включает номер намотки, наружный диаметр, марку, толщину стенки или толщину колонны (разного диаметра), длину и расположение наклонных сварных швов, наличие или отсутствие швов встык. Все мотки гибких труб маркированы своим номером по дате изготовления.

В наличии имеются гибкие трубы диаметром от 1" (25,4 мм) до 3¹/₂" (88,9 мм), хотя в настоящее время наиболее применимы трубы диаметром 1¹/₄" (31,75 мм) и 1¹/₂" (38,1 мм). Трубы большего диаметра 1³/₄"–2³/₈" (44,45–60,3 мм) обычно применяются в море или на Северном Склоне, а трубы 1³/₄"–3¹/₂"

(44,45–88,9 мм) используют как продуктивные постоянные трубы, расходомеры, приемные трубопроводы и колонны для глушения скважин.

Имеющиеся гибкие трубы обладают различным пределом текучести и даже могут быть изготовлены из титана, если цена их будет конкурентоспособна. В зависимости от метода формирования трубы в ней имеется валик или соединение внахлестку. Это соединение, имеющее высоту $1/8$ "– $3/16$ " (3,2–4,76 мм), может стать препятствием для применения некоторых приспособлений.

Эффективность. Стоимость гибких труб в полтора–два раза превосходит стоимость обычных соединяемых труб той же длины. Экономия, если она есть, происходит вследствие быстрого монтажа и того, что для большинства операций не нужна вышка. Гибкие трубы применяются для:

- очистки скважин;
- ловильных операций;
- каротажа;

- в качестве трубопроводов;
- бурения;
- подача флюида в определенное место;
- перемещения перфоратора;
- в качестве постоянной колонны труб;
- спуска пакеров;
- как расходомеры.

Разрушение. Разрушения гибких труб происходят вследствие множества причин и имеют тенденцию к снижению благодаря более тщательному изготовлению и руководству по применению. Характер разрушения продолжает сдвигаться от разрушений вследствие дефектов изготовления к разрушению вследствие потери устойчивости. Горизонтальные скважины, скважины с высоким давлением а также сверх глубокие, налагают на гибкие трубы особые требования. В таблице 1 некоторые из этих требований отмечены, как наиболее вероятные механизмы разрушения.

Таблица 1 – Зависимость наиболее вероятных разрушений ГТ от характера работы с ними

Характер работы	Наиболее вероятное разрушение
Глубокие скважины	Растяжение, разрушение
Высокое давление	Разрушение, прорыв, усталость в зонах цикличности
Горизонтальные	Изгибание, усталость
Вымывание песка	Прорыв, образование мостов в кольцевом пространстве, пробки
Кислотная обработка	Прорыв, коррозия
Разрыв пласта	Прорыв
Обратная циркуляция	Разрушение, мостики в ГТ
Размещение приспособлений	Растяжение, усталость в зонах цикличности, изгибание
Каротаж	Растяжение, усталость в зонах цикличности, изгибание

Предотвратить большую часть разрушений можно, если тщательно фиксировать случаи применения КГТ и напряжения, возникающие при этом применении.

Предел текучести. Предел текучести новой ГТ определяется либо растягивающими напряжениями, при которых растяжение на базовой длине образца дает смещение 0,2 %, либо растягивающие напряжения, требующееся для получения растяжения

под нагрузкой 0,5 % для марок с пределом прочности от 662,4 до 690 МПа.

Предел прочности. Предел прочности – это растягивающее напряжение соответствующее максимальной нагрузке при испытании на растяжение базового отрезка, отвечающее спецификации изготовителя или требованиям таблицы 2.

Таблица 2 – Требования по упругости, твердости новых ГТ в размотанном состоянии

Марка	Минимальный предел текучести, МПа	Минимальный предел прочности на растяжение, МПа	Максимальная твердость, HRC
СТ 55	379,5	483	22
СТ 70	483	552	22
СТ 80	552	621	22
СТ 90	621	690	22
СТ 100	690	724,5	22

Продольный изгиб. Когда длинная, тонкая труба помещена в условия сжатия, труба изгибается. Гибкая труба может изгибаться, когда тормозящие силы трения (между наружной поверхностью трубы и стенкой обсадной колонны или скважины) превысят силу, необходимую для изгиба трубы. Вначале происходит синусоидальное изгибание, затем геликоидальное. Формирование синусоиды вероятно имеет место в первой точке торможения

инструментальной колонны, когда длинная, тонкая, неподдерживаемая труба удерживается противоположными силами трения в точке и инжекторе. В это время скважинный инструмент (или конец трубы) может остановиться, но инжектор все еще толкает трубу в скважину. Индикатор веса должен зарегистрировать изменение. Труба теперь будет прикасаться к стене в нескольких местах и трение будет увеличиваться. Труба в конечном счете

образует геликоидальную или пружинно-подобную спираль. Нагрузки проталкивания на поверхности резко возрастут и гибкая труба, как говорят, замкнется. Если инжектор не остановить, труба может разрушиться срезающими усилиями и затем сдвинуться. Примеры синусоидального и геликоидального изгиба приведены на рис. 1.

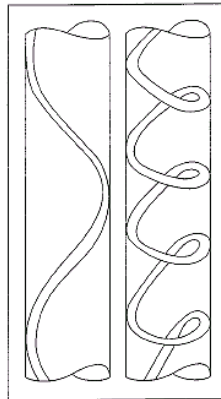


Рис. 1 – Гибкая труба, которая может изгибаться по синусоиде или геликоидально, если она подвергается избыточным сжимающим нагрузкам внутри скважины или обсадной колонны

Намного больше проблем с изгибанием возникает в необсаженных скважинах чем в при наличии обсадных колонн (результат различия в торможении). Геликоидальные изгибания легче возникает в скважинах большего диаметра.

Увеличение жесткости трубы или ее устойчивости за счет большей прочности или более тяжелой стенки или создания в ней давление (если конец ее закрытый) должно уменьшить склонность к изгибу.

Большинство компаний, обслуживающих ГТ, располагают компьютерными моделями, которые помогают предсказать работу ГТ в наклонных скважинах. Изгибание непосредственно зависит от размеров и жесткости ГТ, торможение стенкой, наклона скважины и коэффициента трения вдоль стенки, где соприкасаются ГТ и ствол скважины.

Изгибание увеличивается, когда возрастает вес забойного оборудования. Во многих случаях вес забойного оборудования следует уменьшать на участках с высоким торможением стенок.

Моделирование предполагаемого изгиба является общим руководством, а не абсолютной определенностью. Основными неизвестными являются изменение трения по длине скважины. Установка направляющих делает введение ГТ более легким.

Коррозия и эрозия. Хотя гибкие трубы изготовлены из низкоуглеродистой стали, малое количество дефектов в системе и прочность сварных соединений обычно дает высококачественный прочный материал. Коррозия, однако, может ослабить как собственно трубу, так и сварной шов и привести к преждевременному разрушению. Коррозия в гибких трубах может принимать различную форму. Защитить колонну гибких труб от коррозии можно применив подходящий ингибитор для этого оборудования.

После того, как колонна из гибких труб подсоединена, ее следует обработать покрывая места задиров и соскобов свежей пленкой ингибитора. Такая пленка снижает коррозию более чем на порядок величины по сравнению с незащищенной стальной трубой.

Эрозия гибкой трубы под воздействием твердых частиц, капель и пузырьков отличается от эрозии обычных труб. Критическая скорость потока для предотвращения коррозии жидкостью без твердых частиц будет:

$$V=c/\rho^{0,5} \quad (1)$$

где V – максимальная «безопасная» скорость

ρ – плотность жидкости

c – константа, изменяется от 25 для вентилях до более чем 300 для труб из «супер – Ni» сплавов.

Предполагается, что для гибких труб $c = 150$.

Если твердые частицы имеются, предсказать что-либо трудно. Зонами риска в этом случае становятся тройники и другие препятствия и изгибы, там где падает давление ступенчато.

Иногда гибкие трубы демонстрируют меньшую эрозию, чем соединяемые, поскольку в них отсутствуют соединения.

Пластичность. Пластичность ГТ – это удлинение в % отрезка длиной 2 " (50,8 мм) во время испытаний на растяжение. Минимальное удлинение, требуемое для каждой марки стали, веса, размера (наружный диаметр) и толщины стенки, находится в соответствии со спецификациями изготовителя.

Твердость. Твердость ГТ должна быть такой, чтобы снизить растрескивание под действием напряжений в сульфидсодержащей среде. Максимальная допустимая твердость составляет HRC 22 для стандартных марок стали для ГТ.

Вывод. Приведенный анализ показывает, что к производству и эксплуатации колонн гибких труб (КГТ) предъявляются очень высокие требования. Это связано с тем, что КГТ является основным элементом колтюбинговых установок и тщательность следования установленных норм регламентирует дальнейшее качество проведения ремонтных работ. Следует отметить, что выполнение указанных мероприятий обеспечивает не только экономическую эффективность, но и соответствие нормам техники безопасности, что особенно важно при работе с незаглушенными скважинами.

Список литературы

1. Червинский В. П. Перший досвід застосування колтюбингової техніки в Україні / В. П. Червинський, В. Г. Филь, А. В. Яковлев // Нафтова і газова промисловість. – 2004. – № 3. – С. 23–25.
2. Гвоздев Б. П. Эксплуатация газовых и газоконденсатных месторождений / Б. П. Гвоздев, А. И. Гриценко, А. Е. Корнилов. – М.: Недра, 1988. – 575 с.
3. Молчанов А. Г. Подземный ремонт и бурение скважин с применением гибких труб / А. Г. Молчанов, С. М. Вайнштейн, В. И. Некрасов, В. И. Чернобровкин. – М.: Академия горных наук, 2000. – 145 с.
4. Червинский В. П. Основы ремонту нефтегазового оборудования / В. П. Червинский. – Х.: НТУ «ХПИ», 2010. – 291 с.
5. Ценципер А. И. Основы эксплуатации и ремонта нефтегазовых скважин / А. И. Ценципер. – Х.: НТУ «ХПИ», 2016. – 443 с.

- | | |
|--|--|
| <p>6. Яремійчук Р. С. Англо-український нафтогазовий словник / Р. С. Яремійчук, Л. М. Середницький, З. П. Осінчук – К.: Українська книга, 1998. – 544 с.</p> <p>7. Буховенко Э. І. Нафтопромислове обладнання / Э. І. Буховенко. – М.: Недра, 1996. – 420 с.</p> | <p>3. Molchanov, A. G., et al. <i>Podzemnyj remont i burenie skvazhin s primeneniem gibkikh trub</i>. Moscow: Academy of Mining Sciences, 2000. Print.</p> <p>4. Chervynskyy, V. P. <i>Osnovy` remontu naftogazovogo obladnannya</i>. Kharkov: NTU "KhPI", 2010. Print.</p> <p>5. Tsentsyber, A. I. <i>Osnovy jekspluatacii i remonta neftegazovyh skvazhin</i>. Kharkov: NTU "KhPI", 2016. Print.</p> <p>6. Yaremichyuk, R. S., L. M. Serednitsky and Z. P. Osinchuk. <i>Anglo-ukrains'kij naftogazovij slovnik</i>. Kyiv: Ukrainian Book, 1998. Print.</p> <p>7. Buhovenko, E. I. <i>Naftopromy`slove obladnannya</i>. Moscow: Nedra, 1996. Print.</p> |
|--|--|

References (transliterated)

1. Chervynskyy, V. P., V. G. Phil' and A. V. Yakovlev "Pershy`j dosvid zastosuvannya kolyubingovoyi teknyky` v Ukraini." *Naftogazova promy`slovis't`*. Kyiv. No. 3. 2004. 23–25. Print.
2. Gvozdev, B. P., A. I. Grischenko and A. E. Kornilov. *Jekspluatacija gazovyh i gazokondensatnyh mestorozhdenij*. Moscow: Nedra, 1988. Print.

Поступила (received) 18.04.2017

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Особенности использования колонны гибких труб (КГТ) / Р. Ю. Мельник, В. П. Червинский, // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – X. : НТУ «ХПІ», 2017. – № 42 (948). – С. 67–70. – Бібліогр.: 7 назв. – ISSN 2411–3441.

Особенности использования колонны гибких труб (КГТ) / Р. Ю. Мельник, В. П. Червинский, // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – X. : НТУ «ХПІ», 2017. – № 42 (948). – С. 67–70. – Бібліогр.: 7 назв. – ISSN 2411–3441.

Features of using the flexible pipe column (FPC) / R. Y. Melnyk, V. P. Czerwinski, // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydrounits. – Kharkov : NTU "KhPI", 2017. – No. 42 (948). – P. 67–70. – Bibliogr.: 7. – ISSN 2411–3441.

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Мельник Роман Юрійович – студент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут»; тел.: (050) 650–84–16; e-mail: iramon47@mail.ru.

Мельник Роман Юрьевич – студент, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт»; тел.: (050) 650–84–16; e-mail: iramon47@mail.ru.

Melnyk Roman Yurevich – student, National Technical University "Kharkov Polytechnic Institute"; tel.: (050) 650–84–16; e-mail: iramon47@mail.ru.

Червінський Володимир Петрович – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічного інституту», доцент кафедри видобутку нафти, газу і конденсату; тел.: (050) 634–10–22; e-mail: chervinpench@ukr.net.

Червинский Владимир Петрович – кандидат технических наук, доцент, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», доцент кафедры добычи нефти, газа и конденсата; тел.: (050) 634–10–22; e-mail: chervinpench@ukr.net.

Chervinskiy Vladimir Petrovich – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Docent, National Technical University "Kharkov Polytechnic Institute", Associate Professor at the Department of oil, gas and condensate; tel.: (050) 634–10–22; e-mail: chervinpench@ukr.net

Ю. А. СИРОТИН, О. Г. ГРИБ, Д. А. ГАПОН, Т. С. ИЕРУСАЛИМОВА, С. В. ШВЕЦ

УЧЕТ НЕАКТИВНЫХ СОСТАВЛЯЮЩИХ ПОЛНОЙ МОЩНОСТИ

Кількість споживачів з нелінійним та несиметричним навантаженням, які погіршують якість споживання електроенергії, постійно зростає. Зростає і кількість навантажень з підвищеними вимогами до якості постачання електроенергії. У цих ускладнених умовах споживання і постачання енергопостачальні організації повинні забезпечити кожного споживача електроенергією необхідної якості. Розглянуто єдиний підхід до вимірювання та компенсації неактивних складових повної потужності в умовах обліку величин кожної неактивної складової окремо в рамках розробки узагальненої теорії потужності.

Ключові слова: облік, якість, електроенергія, напруга, повна потужність, споживач, навантаження.

Количество потребителей с нелинейной и несимметричной нагрузкой, ухудшающих качество потребления электроэнергии, постоянно возрастает. Возрастает и число нагрузок с повышенными требованиями к качеству поставки электроэнергии. В этих усложненных условиях потребления и поставки энергоснабжающие организации должны обеспечить каждого потребителя электроэнергией требуемого качества. Рассмотрен единый подход к измерению и компенсации неактивных составляющих полной мощности в условиях учета величин каждой неактивной составляющей отдельно в рамках разработки обобщенной теории мощности.

Ключевые слова: учет, качество, электроэнергия, напряжение, полная мощность, потребитель, нагрузка.

The number of consumers with nonlinear and unbalanced load, degrading the quality of electricity consumption is constantly increasing. Increases the number of loads with higher requirements to the quality of supply of electricity. These complicating conditions of consumption and supply the energy supplying organization must provide each consumer with electricity of the required quality. Under asymmetric voltage to the minimization of losses and the creation of a balanced power mode becomes multiobjective. Improvement of the methods of compensation under asymmetric voltage requires a further development of the theory of power. The creation of a methodology of measurement and assessment will require knowledge of the magnitudes of each inactive component separately, which leads to the development of a unified approach to the measurement and compensation inactive components of full power and the development of a generalized theory of power. Only a 3-wire system with symmetrical voltage eliminating pulsations and summarization of the conductivities of the phases is equivalent to problem (power surges and power asymmetry of the conductivities of the phases are equal). Under asymmetric voltage, the power is different, their analysis for electrical systems requires the creation of vector mathematical models of energy processes unsymmetrical modes 3-phase systems. Generalized mathematical model for both the 3- and 4-wire electrical systems defines the General approach to the development of the theory of power.

Keywords: accounting, quality, power, voltage, full capacity, the consumer load.

Введение. Согласно ГОСТ 13109-97, как несинусоидальные искажения обусловлены суммарными нелинейными нагрузками потребителей, так и несимметрия напряжения обусловлена несимметричной нагрузкой потребителей. Кроме ухудшения качества электроэнергии, несимметричная нагрузка приводит к потерям в цепях поставщика, которые могут даже превышать потери от реактивной мощности. Так, суммарная нагрузка отдельных предприятий содержит 85...90% несимметричной нагрузки [1]. Однако расход энергии на несимметрию нагрузки (активно – реактивной) идет «мимо счетчика» – потребитель её не оплачивает. Эта энергия наносит ущерб и электроснабжающей организации (перегружая его сети) и оборудованию других потребителей (вызывая несимметрию напряжения).

Анализ последних исследований и литературы. Проблема несимметричного потребителя не нова, многопланова и включает организационные, научные, технические и экономические мероприятия по снижению несимметрии нагрузки [1–7]. Можно выделить следующие меры по уменьшению дополнительного потерь потребления энергии от несимметричной нагрузки: превентивные меры по симметризации нагрузки; политика дифференцированного расчета по показаниям измерительных счетчиков за потребляемую энергию; политика установки измерительных счетчиков и компенсирующих устройств.

Измерение и учет дополнительно потребляемой

электроэнергии от несимметричной нагрузки требует инструментальных средств. Обычно применяемые превентивные меры по симметризации нагрузки достаточно грубы, сводятся к перераспределению однофазных нагрузок и не обеспечены методикой расчета потерь от несимметрии нагрузки. Если в каждой фазе известны (измерены или рассчитаны) активная и реактивная мощность (или, что эквивалентно, $\cos \phi$), то потери от несимметрии нагрузки можно оценить не привлекая дополнительные измерения. Для вновь подключаемого оборудования (однофазного или трехфазного) потери от несимметрии нагрузки можно оценить по его паспортным данным (активной мощности P и $\cos \phi$).

Цель статьи. Учет неактивных составляющих полной мощности.

Постановка проблемы. Проблема возникает в том, что расход энергии на несимметрию нагрузки не учитывается и потребитель её не оплачивает, что наносит ущерб и электроснабжающей организации.

Материалы исследований. Метод расчета дополнительных потерь от несимметрии загрузки.

Предлагается методология и метод оценки потерь [8] от несимметрии нагрузки. Разработанная методика позволяет оценивать потери электрической энергии от несимметрии и реактивности нагрузки как по измеренным д.з. тока и напряжения так и превентивно по энергетическим паспортным данным.

В синусоидальном режиме энергетические процессы и их расчетные характеристики в точке подключения несимметричного потребителя к сети с

несимметричным напряжением полностью определяются 3-комплексами напряжения и тока в трехфазном сечении $\langle a, b, c \rangle$

$$\begin{aligned} \mathbf{U} &= \begin{bmatrix} \dot{U}_a \\ \dot{U}_b \\ \dot{U}_c \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} U_a \cdot e^{j\psi_a} \\ U_b \cdot e^{j\psi_b} \\ U_c \cdot e^{j\psi_c} \end{bmatrix}; \\ \mathbf{I} &= \begin{bmatrix} \dot{I}_a \\ \dot{I}_b \\ \dot{I}_c \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} I_a \cdot e^{j\varphi_a} \\ I_b \cdot e^{j\varphi_b} \\ I_c \cdot e^{j\varphi_c} \end{bmatrix}. \end{aligned} \quad (1)$$

Стандартная комплексная мощность (СКМ) трехфазной нагрузки

$$\dot{S} = \dot{S}_a + \dot{S}_b + \dot{S}_c \quad (2)$$

определена как сумма комплексных мощностей фаз

$$\begin{aligned} \dot{S}_k = \dot{U}_k I_k^* = P_k + jQ_k = S_k e^{j(\psi_k - \varphi_k)} \\ k \in \{a, b, c\} \end{aligned} \quad (3)$$

где P_k, Q_k – активная и реактивная мощность, k – фазы.

Реальная и мнимая часть СКМ (2)

$$\dot{S} = P + jQ \quad (4)$$

определяет активную и реактивную мощность трехфазной нагрузки

$$\begin{aligned} P = \Re(\dot{S}) = P_a + P_b + P_c; \\ Q = \Im(\dot{S}) = Q_a + Q_b + Q_c \end{aligned} \quad (5)$$

Модуль комплексной мощности S определяет геометрическую полную мощность трехфазной нагрузки

$$S_G = |\dot{S}| = |\dot{S}_a + \dot{S}_b + \dot{S}_c| = \sqrt{P^2 + Q^2} \quad (6)$$

Произведение действующих величин (норм) трёхфазного тока $|I|$ и напряжения $|U|$ определяет полную мощность по *Buchholz'*

$$S_B = |U| |I| = \sqrt{U_a^2 + U_b^2 + U_c^2} \sqrt{I_a^2 + I_b^2 + I_c^2} \quad (7)$$

Если нагрузка потребителя симметричная, то режим сбалансирован, геометрическая полная мощность равна полной мощности по *Buchholz'*

$$\underbrace{|U| \cdot |I|}_{S_B} = \underbrace{|UI^*|}_{S_G}, S_B = S_G \quad (8)$$

Определения комплексной (2), геометрической (6) и полной (7) мощности справедливы для любого несимметричного напряжения и любой несимметричной (активно-реактивной) нагрузки.

В точке подключения несимметричной нагрузки режим несбалансирован и справедливо ортогональное разложение 3-комплекса полного трехфазного тока

$$I = I_a + I_r + I_u \quad (9)$$

на энергетические компоненты: активный ток, неактивный ток и ток небаланса. Ортогональному разложению (9) соответствует квадратичное разложение для действующего значения – нормированное уравнение потерь на один Ом

$$|I|^2 = |I_a|^2 + \underbrace{|I_r|^2 + |I_u|^2}_{\text{дополнительные потери}} \quad (10)$$

При несимметричной нагрузке дополнительные потери определяются не только реактивным током, но и током небаланса. Ток небаланса I_u , увеличивая дополнительные потери, вызывает несимметричное падение напряжения, ухудшая качество электроэнергии.

Квадратичное разложение (10) эквивалентно уравнению мощности несбалансированного режима

$$S_B^2 = P^2 + \underbrace{Q^2 + D^2}_{\text{дополнительные потери}}, S_B^2 = S_G^2 + D^2 \quad (11)$$

Реактивная мощность Q и мощность небаланса D характеризуют дополнительные потери в несбалансированном режиме в терминах мощностей.

Коэффициент мощности (отношение активной мощности к полной мощности) определен отношением активного тока к полному току и должен быть вычислен согласно

$$\lambda^2 = \frac{P^2}{P^2 + Q^2 + D^2} = \frac{|I_a|^2}{|I_a|^2 + |I_r|^2 + |I_u|^2} \quad (12)$$

Если (активно-реактивная) нагрузка симметрична (эквивалентные проводимости фаз одинаковы), то режим сбалансирован и полная мощность равна геометрической мощности:

$$D = 0 \Leftrightarrow |I_u| = 0 \Leftrightarrow S_B = S_G.$$

В этом режиме коэффициент мощности определяется фазовым сдвигом φ_S между 3-комплексами тока и напряжения и равен отношению активной мощности к геометрической мощности

$$\cos \varphi_S = \frac{P}{S_G} = \frac{P}{\sqrt{P^2 + Q^2}} \quad (13)$$

В несбалансированном режиме справедлива импликация

$$S_B \geq S_G \Rightarrow \lambda < \cos \varphi_S.$$

Для полной мощности по *Buchholz'* введем коэффициенты активной, неактивной и несбалансированной мощности [9, 10]:

$$\lambda^2 = \lambda_P^2 = P^2/S_B^2, \lambda_Q^2 = Q^2/S_B^2, \lambda_D^2 = D^2/S_B^2 \quad (14)$$

Из (11) следует нормированное уравнение мощности

$$\lambda_P^2 + \lambda_Q^2 + \lambda_D^2 = 1 \quad (15)$$

Тройка $(\lambda_P^2, \lambda_Q^2, \lambda_D^2)$ безразмерных величин оценивает вклад активной, реактивной мощностей и мощности небаланса нагрузки в полную мощность.

Комплексные мощности фаз и уравнение мощности. При любом напряжении геометрическая мощность по определению (6) выражается через комплексные мощности фаз. Подключая свое оборудование, потребитель естественно рассчитывает на симметричное напряжение.

Покажем в [8], что если 3-комплекс напряжения симметричен

$$U = \begin{bmatrix} \dot{U}_a \\ \dot{U}_b \\ \dot{U}_c \end{bmatrix} = \frac{e^{j\varphi_U} U}{\sqrt{3}} \begin{bmatrix} 1 \\ \alpha^* \\ \alpha \end{bmatrix} = e^{j\varphi_U} |U| e \quad (16)$$

где e – орт прямой последовательности, то и остальные компоненты уравнения мощности (11) можно выразить через комплексные мощности фаз $\dot{S}_a, \dot{S}_b, \dot{S}_c$.

Из (16) следует, что при симметричном напряжении действующие значения напряжений в фазах одинаковы $U_k = |\dot{U}_k| = |U|/\sqrt{3}$. Для модуля комплексной мощности имеем

$$S_k = |\dot{S}_k| = |\dot{U}_k| |I_k^*| = I_k \cdot U_k = I_k \cdot |U|/\sqrt{3}, \quad k \in \{a, b, c\}. \quad (17)$$

Тем самым при симметричном напряжении

$$|\dot{I}_k| = \frac{|\dot{S}_k|}{|\dot{U}_k|} = \frac{\sqrt{3} |\dot{S}_k|}{|U|}, \quad k \in \{a, b, c\}. \quad (18)$$

Тогда квадрат нормы 3-комплекса полного тока равен

$$|I|^2 = \frac{3}{|U|^2} \sum_k I_k^2 = \frac{3}{|U|^2} \sum_k |\dot{S}_k|^2 \quad (19)$$

Умножая тождество (19) на $|U|^2$ получим

$$|I|^2 |U|^2 = 3(|\dot{S}_a|^2 + |\dot{S}_b|^2 + |\dot{S}_c|^2). \quad (20)$$

Тем самым, при симметричном напряжении квадрат полной мощности выражается через комплексные мощности фаз

$$S_B^2 = 3(|\dot{S}_a|^2 + |\dot{S}_b|^2 + |\dot{S}_c|^2) \quad (21)$$

и равен утроенной сумме квадратов модулей комплексных мощностей фаз.

Цепочка преобразований для вектора мощности небаланса

$$D = I \times U = \begin{bmatrix} \dot{I}_b \dot{U}_c - \dot{I}_c \dot{U}_b \\ \dot{I}_c \dot{U}_a - \dot{I}_a \dot{U}_c \\ \dot{I}_a \dot{U}_b - \dot{I}_b \dot{U}_a \end{bmatrix} =$$

$$= \frac{e^{j\varphi_U} U}{\sqrt{3}} \begin{bmatrix} \alpha \dot{I}_b - \alpha^* \dot{I}_c \\ \dot{I}_c - \alpha \dot{I}_a \\ \alpha^* \dot{I}_a - \dot{I}_b \end{bmatrix} = \frac{e^{j\varphi_U} U}{\sqrt{3}} \begin{bmatrix} \alpha U \dot{I}_b - \alpha^* U \dot{I}_c \\ (\alpha^* U \dot{I}_c - U \dot{I}_a) \alpha \\ (U \dot{I}_a - \alpha U \dot{I}_b) \alpha^* \end{bmatrix}$$

при симметричном напряжении (16) дает

$$D = e^{j2\varphi_U} \begin{bmatrix} U_b^* \dot{I}_b - U_c^* \dot{I}_c \\ (U_c^* \dot{I}_c - U_a^* \dot{I}_a) \alpha \\ (U_a^* \dot{I}_a - U_b^* \dot{I}_b) \alpha^* \end{bmatrix} \quad (22)$$

Так как

$$U^* = \begin{bmatrix} U_a^* \\ U_b^* \\ U_c^* \end{bmatrix} = \frac{e^{-j\varphi_U}}{\sqrt{3}} \begin{bmatrix} U \\ \alpha U \\ \alpha^* U \end{bmatrix},$$

то для комплексно-сопряженного вектора мощности небаланса получим

$$D^* = I^* \times U^* = e^{-j2\varphi_U} [(\dot{S}_b - \dot{S}_c), (\dot{S}_c - \dot{S}_a) \alpha^*, (\dot{S}_a - \dot{S}_b) \alpha]. \quad (23)$$

Квадрат нормы вектора мощности небаланса равен

$$D^2 = D D^* = |D|^2 = |\dot{S}_b - \dot{S}_c|^2 + |\dot{S}_c - \dot{S}_a|^2 + |\dot{S}_a - \dot{S}_b|^2. \quad (24)$$

Из уравнения мощности (12) следует квадратичное разложение полной мощности при симметричном напряжении через комплексные мощности фаз

$$\begin{aligned} 3(|\dot{S}_a|^2 + |\dot{S}_b|^2 + |\dot{S}_c|^2) &= \\ &= \underbrace{|\dot{S}_a + \dot{S}_b + \dot{S}_c|^2}_{\text{полная мощность}} + \\ &+ \underbrace{|\dot{S}_b - \dot{S}_c|^2 + |\dot{S}_c - \dot{S}_a|^2 + |\dot{S}_a - \dot{S}_b|^2}_{\text{геометрическая мощность}} + \\ &\quad \underbrace{\phantom{|\dot{S}_b - \dot{S}_c|^2 + |\dot{S}_c - \dot{S}_a|^2 + |\dot{S}_a - \dot{S}_b|^2}}_{\text{мощность небаланса}} \end{aligned} \quad (25)$$

Раскрыв квадраты можно убедиться в справедливости полученного тождества.

Покажем, что и полная мощность (21) и мощность небаланса (24) могут быть представлены суммой двух компонент, отдельно обусловленных активными и реактивными проводимостями фаз.

Так как

$$|\dot{S}_k - \dot{S}_n|^2 = |(P_k - P_n) + j(Q_k - Q_n)|^2 = (P_k - P_n)^2 + (Q_k - Q_n)^2,$$

то, обозначая

$$P_D^2 = (P_b - P_c)^2 + (P_a - P_c)^2 + (P_a - P_b)^2, \quad (26)$$

$$Q_D^2 = (Q_b - Q_c)^2 + (Q_a - Q_c)^2 + (Q_a - Q_b)^2 \quad (27)$$

для мощности небаланса (24), получим

$$D^2 = P_D^2 + Q_D^2, \quad (28)$$

Так же для мощности по Buchholz' (21) имеем

$$S_B^2 = 3(|\dot{S}_a|^2 + |\dot{S}_b|^2 + |\dot{S}_c|^2) = P_B^2 + Q_B^2, \quad (29)$$

где обозначено:

$$\begin{aligned} P_B^2 &= 3(P_a^2 + P_b^2 + P_c^2), \\ Q_B^2 &= 3(Q_a^2 + Q_b^2 + Q_c^2). \end{aligned} \quad (30)$$

Уравнение мощности (25) при симметричном напряжении приводит к системе двух независимых уравнений, обусловленных:

- чисто активными элементами нагрузки

$$P_B^2 = P^2 + P_D^2 \quad (31)$$

- чисто реактивными элементами нагрузки

$$Q_B^2 = Q^2 + Q_D^2 \quad (32)$$

Полная мощность реактивных элементов нагрузки имеет две квадратические составляющие, которые обусловлены симметрией и несимметрией этих реактивных элементов.

Результаты исследований. Методика оценки дополнительных потерь по паспортным данным. На этапе проектирования нового энергетического объекта или реконструкции уже эксплуатируемого расчетным путем требуется оценить эффективность принятых решений по многим параметрам. Вышеизложенный метод позволяет разработать методику оценки дополнительных потерь вновь вводимого несимметричного оборудования.

Пусть к 3-фазному симметричному источнику подключаются три однофазные нагрузки с разными номинальными данными ($P_{НОМ}, \cos \varphi_{НОМ}$):

- разными активными мощностями

$$\begin{aligned} P_1 &= P_{НОМа}, \quad P_2 = P_{НОМб}, \quad P_3 = P_{НОМс}, \\ P_1 &\neq P_2 \neq P_3; \end{aligned}$$

- разными однофазными коэффициентами мощности

$$\begin{aligned} \cos \varphi_1 &= \cos \varphi_{НОМа}, \quad \cos \varphi_2 = \cos \varphi_{НОМб}, \\ \cos \varphi_3 &= \cos \varphi_{НОМс}; \\ \cos \varphi_1 &\neq \cos \varphi_2 \neq \cos \varphi_3. \end{aligned}$$

Тогда комплексные мощности в фазах

$$\dot{S}_k = P_k(1 + j \operatorname{tg} \varphi_k); \quad |\dot{S}_k|^2 = P_k^2 / \cos^2 \varphi_k. \quad (33)$$

Согласно (33), для кажущей мощности по Buchholz' (21), и геометрической мощности (6) справедливы формулы

$$S_B^2 = 3 \sum_{k=1}^3 P_k^2 / \cos^2 \varphi_k \quad (34)$$

$$S_G^2 = \underbrace{\left(\sum_{k=1}^3 P_k \right)^2}_P + \underbrace{\left(\sum_{k=1}^3 P_k \operatorname{tg} \varphi_k \right)^2}_Q. \quad (35)$$

Мощность небаланса

$$D^2 = \sum_{k>n}^3 \left[(P_k - P_n)^2 + (P_k \operatorname{tg} \varphi_k - P_n \operatorname{tg} \varphi_n)^2 \right]. \quad (36)$$

Для коэффициентов мощностей (14), которые оценивает вклад активной и реактивной мощностей и мощности небаланса нагрузки в полную мощность имеем

$$\begin{aligned} \lambda^2 = \lambda_P^2 &= \frac{P^2}{S_B^2} = \frac{\left(\sum_{k=1}^3 P_k \right)^2}{3 \sum_{k=1}^3 P_k^2 / \cos^2 \varphi_k}; \\ \lambda_Q^2 &= \frac{Q^2}{S_B^2} = \frac{\left(\sum_{k=1}^3 P_k \operatorname{tg} \varphi_k \right)^2}{3 \sum_{k=1}^3 P_k^2 / \cos^2 \varphi_k}; \end{aligned} \quad (37)$$

$$\begin{aligned} \lambda_D^2 &= \frac{D^2}{S_B^2} = \\ &= \frac{\sum_{k>n}^3 \left[(P_k - P_n)^2 + (P_k \operatorname{tg} \varphi_k - P_n \operatorname{tg} \varphi_n)^2 \right]}{3 \sum_{k=1}^3 P_k^2 / \cos^2 \varphi_k}. \end{aligned} \quad (38)$$

Кроме того для стандартной величины

$$\cos \varphi_S = \frac{\sqrt{\sum_{k=1}^3 P_k}}{\sqrt{\left(\sum_{k=1}^3 P_k \right)^2 + \left(\sum_{k=1}^3 P_k \operatorname{tg} \varphi_k \right)^2}}. \quad (39)$$

Рассмотрим два крайних случая:

- небаланс активных мощностей;
- фазный небаланс.

Если имеет место только небаланс активных мощностей, т.е.

$$\cos \varphi_a = \cos \varphi_b = \cos \varphi_c = \cos \varphi \quad (40)$$

то компоненты уравнения мощности (25) упрощаются:

$$S_B^2 = \frac{3(P_a^2 + P_b^2 + P_c^2)}{\cos^2 \varphi} \quad (41)$$

$$S_G^2 = \frac{(P_a + P_b + P_c)^2}{\cos^2 \varphi} \quad (42)$$

$$D^2 = \frac{1}{\cos^2 \varphi} \sum_{k>n}^3 (P_k - P_n)^2. \quad (43)$$

Можно проверить, что справедливо уравнение мощности

$$S_B^2 = S_G^2 + D^2.$$

Коэффициенты мощностей

$$\lambda^2 = \frac{\cos^2 \varphi \left(\sum_{k=1}^3 P_k \right)^2}{3 \sum_{k=1}^3 P_k^2}, \quad \lambda_D^2 = \frac{\sum_{k>n}^3 (P_k - P_n)^2}{3 \sum_{k=1}^3 P_k^2}.$$

При фазном небалансе однофазные нагрузки имеют одинаковые номинальные активные мощности

$$P = P_1 = P_2 = P_3 = P_{\text{НОМ}},$$

но разные коэффициенты мощности в фазах, тогда

$$\cos \varphi_a \neq \cos \varphi_b \neq \cos \varphi_c$$

$$\Rightarrow \dot{S}_k = P(1 + j \operatorname{tg} \varphi_k) \Rightarrow |\dot{S}_k|^2 = P^2 / \cos^2 \varphi_k.$$

Для кажущейся мощности по *Buchholz'*

$$S_B^2 = 3P^2 \sum_{k=1}^3 1/\cos^2 \varphi_k = 3P^2 (3 + \sum_{k=1}^3 \operatorname{tg}^2 \varphi_k).$$

Геометрическая мощность и мощность небаланса

$$S_G^2 = P^2 \left[9 + \left(\sum_{k=1}^3 \operatorname{tg} \varphi_k \right)^2 \right];$$

$$D^2 = P^2 \sum_{k>n}^3 (\operatorname{tg} \varphi_k - \operatorname{tg} \varphi_n)^2.$$

Что для коэффициентов мощностей дает

$$\lambda^2 = \frac{P^2}{S_B^2} = \frac{1}{1 + 1/3 \sum_{k=1}^3 \operatorname{tg}^2 \varphi_k},$$

$$\cos^2 \varphi_S = \frac{P^2}{S_G^2} = \frac{1}{1 + 1/9 \sum_{k=1}^3 \operatorname{tg}^2 \varphi_k}.$$

Пример расчета. Три однофазных асинхронных двигателя (АД) соединены звездой и присоединены к симметричной четырехпроводной сети. Номинальные данные [11] приведены в нижеследующей таблице.

Таблица 1 – Номинальные данные АД

Фазы	A	B	C
Тип АД	4A112M2Y3	4A132M2Y3	4A160S2Y3
$P_{\text{НОМ}}$, кВт	7,5	11	15
$\cos \varphi_{\text{НОМ}}$	0,88	0,9	0,91

Коэффициенты мощностей вычислены по формулам (36)- (39):

$$\lambda = \lambda_p = 0,894, \lambda_Q = 0,332,$$

$$\lambda_D = 0,3, \cos \varphi_S = 0,937$$

При коэффициенте мощности, который рассчитан при условии, что нагрузка симметрична $\cos \varphi_S = 0,937$, истинный коэффициент мощности (так как нагрузка несимметрична) $\lambda = \lambda_p = 0,894$. При этом, 11% энергии, подводимой к такой несимметричной нагрузке определяют 20% от общих потерь. Дополнительные потери составляют 20%. Из них 9% обусловлены ее несимметрией.

Выводы. Таким образом, при симметричном напряжении все компоненты уравнения мощности несбалансированного режима можно выразить через комплексные мощности фаз. Это позволяет по измерениям активных и реактивных мощностей в каждой фазе рассчитать дополнительные потери от несимметрии активно-реактивных элементов нагрузки

и симметрии реактивных элементов нагрузки. Предложенная методика позволяет оценить дополнительные потери от несимметрии эквивалентных активных и реактивных элементов вновь подключаемого электрооборудования, так и от симметрии эквивалентных реактивных элементов вновь подключаемого электрооборудования.

Список литературы

1. Гриб О. Г. Качество электрической энергии. Том 3. Методы и средства повышения качества электрической энергии: Монография ПП «Граф-Икс». Харьков, 2014. – 292 с.
2. Анчарова Т. В. Определение допустимой несимметрии нагрузок в системах электроснабжения / Т. В. Анчарова, М. В. Былкин, Е. Ю. Сафонова // Изв. вузов. Электромеханика. – 1998. – № 2-3. – С. 104-105.
3. Железко Ю. С. Компенсация реактивной мощности в сложных электрических системах.– М.: Энергоиздат.– 1981. – 200 с.
4. Железко Ю. С. Стратегия снижения потерь и повышения качества электроэнергии в электрических сетях / Ю. С. Железко // Электричество. – 1992. – № 5. – С. 6-12.
5. Минц М. Я., Чинков В. Н., Гриб О. Г. Комплексный метод одновременного симметрирования токов, уравнивания фазных напряжений и компенсации реактивной мощности трехфазных сетей / М. Я. Минц // Электричество. – 1993. – № 12. – С. 7-10.
6. Минц М. Я. Симметрирование системы токов трехфазной сети / Минц М. Я., В. Н. Чинков, О. Г. Гриб // Энергетика. Изв. высш. учебн. зав. – 1984. – №10. – С. 16-20.
7. Милых А. Н. Симметрирование однофазных нагрузок в трехфазных сетях / Милых А. Н., Шиддовский А. К., Кузнецов В. Г. // Киев: Наукова думка. – 1973. – 219 с.
8. Сиротин Ю. А. Расчёт дополнительных потерь от несимметрии нагрузки / Ю. А. Сиротин // Тр. XXXIX Всеросс. науч.-практ. конф. с междунар. участием "Повышение эффективности электрического хозяйства потребителей в условиях ресурсных ограничений" (Москва, МЭИ (ТУ), 16-20 ноября 2009 г.). Том 1. М.: Технетика. – 2009. – С. 29-40.
9. Сиротин Ю. А. Сбалансированная и разбалансированная составляющие трёхфазного тока интерфейса "поставщик-потребитель" / Ю. А. Сиротин // Электрика.– 2008. – № 10. – С. 16–22.
10. Сиротин Ю. А. Качество энергоснабжения и энергопотребления в разбалансированной трёхфазной системе / Ю. А. Сиротин // Электрика: Москва. – 2009. – № 6. – Ч.1.– С. 22-26.
11. Неклепаев Б. Н., Крючков И. П. Электрическая часть электростанций и подстанций. Справочные материалы для курсового и дипломного проектирования / Неклепаев Б. Н., Крючков И. П. // Учеб. пособие для вузов. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Энергоатомиздат, 1989. – 608 с.

References (transliterated)

1. Gryb, O. G. Power quality: Methods and means of improving the quality of electrical energy Monograph "Graph-X". Kharkov: 2014. Print.
2. Ancharova, T. V., M. V. Belkin, E. Y. Safonova *Determination of permissible unbalance of the loads in power systems* Electrician, 1998. No 2-3. 104-105. Print.
3. Zelezko, Yu. S. Compensation of reactive power in complex power systems. – Moscow : Energoizdat. 1981. Print.
4. Zelezko, Yu. S. Strategy to reduce losses and improve power quality in electric networks. Electricity. 1992. No. 5. 6-12. Print.
5. Mints, M. Y., V. N. Chinkov and O. G. Gryb Complex method of simultaneous balancing current, the balancing of the phase voltages and reactive power compensation three-phase networks Electricity. 1993. No 12. 7-10. Print.
6. Mints, M. Y., V. N. Chinkov and O. G. Gryb *Balancing system currents a three-phase network* Power. 1984. No. 10. 16-20. Print.
7. Miles, A. N. et. al. *Balancing single-phase loads in three-phase networks* Kiev: Naukova Dumka. 1973. Print.
8. Sirotnin, Yu. A. Calculation of additional losses from asymmetry of the load Proc. XXXIX all-Russian. scientific.-pract. Conf. with int.

- participation "improving the efficiency of electricity sector of the consumers in the context of resource constraints" (Moscow, MPEI (TU), 16-20 November 2009). Vol. 1. Moscow : Tekhnika. 2009. 29-40. Print.
9. Sirotin, Yu. A "Balanced and unbalanced components of the three-phase current interface "supplier-consumer" Electrician. 2008. No. 10. 6-22. Print.
10. Sirotin, Yu. A The quality of energy supply and consumption in unbalanced three-phase system Electrician: Moscow – 2009. No. 6. Vol. 1. 22-26. Print.
11. Neklipaev, B. N., I. P. Kryuchkov *Electrical part of power plants and substations. Reference materials for course and diploma, Proektirovanie* Textbook. textbook for universities, 4th ed, Rev. and extra - Moscow : Energoatomizdat, 1989. Print.

Поступила (received) 17.05.2017

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Учет неактивных составляющих полной мощности / Ю. А. Сиротин, О. Г. Гриб, Д. А. Гапон, Т. С. Иерусалимова, С. В. Швец // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Системний аналіз, управління та інформаційні технології. – Харків : НТУ «ХПІ», 2017. – № 42 (948). – С. 71–76. – Библиогр.: 11 назв. – ISSN 2411-3441.

Учет неактивных составляющих полной мощности / Ю. А. Сиротин, О. Г. Гриб, Д. А. Гапон, Т. С. Иерусалимова, С. В. Швец // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Системний аналіз, управління та інформаційні технології. – Харків : НТУ «ХПІ», 2017. – № 42 (948). – С. 71–76. – Библиогр.: 11 назв. – ISSN 2411-3441.

Account inactive components of full power / Yu. O. Sirotin, O. G. Gryb, D. A. Gapon, T. S. Ierusalimova, S. V. Shvets // Bulletin of NTU "KhPI". Series: System analysis, control and information technology. – Kharkov : NTU "KhPI", 2017. – No. 42 (948). – P. 71–76. – Bibliogr.: 11. – ISSN 2411-3441.

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Сиротин Юрий Александрович – доктор технических наук, доцент, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», профессор кафедры автоматизации и кибербезопасности энергосистем.

Сіротін Юрій Олександрович – доктор технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», професор кафедри автоматизації та кібербезпеки енергосистем.

Sirotin Yuri Aleksandrovich – Doctor of technical Sciences, Docent, National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Professor of Department of automation and cybersecurity of electric power systems.

Гриб Олег Герасимович – доктор технических наук, профессор, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», заведующий кафедрой автоматизации и кибербезопасности энергосистем.

Гриб Олег Герасимович – доктор технічних наук, професор, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», завідувач кафедри автоматизації та кібербезпеки енергосистем.

Gryb Oleg Gerasimovich – Doctor of Technical Sciences, Professor, National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Head of the Department automation and cybersecurity of electric power systems.

Гапон Дмитрий Анатольевич – кандидат технических наук, доцент, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», доцент кафедры автоматизации и кибербезопасности энергосистем.

Гапон Дмитро Анатолійович – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри автоматизації та кібербезпеки енергосистем.

Gapon Dmitry Anatolyevich – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Docent, National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Associate Professor of Department of automation and cybersecurity of electric power systems.

Иерусалимова Татьяна Сергеевна – кандидат технических наук, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», старший преподаватель кафедры автоматизации и кибербезопасности энергосистем.

Іерусалімова Тетяна Сергіївна – кандидат технічних наук, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», старший викладач кафедри автоматизації та кібербезпеки енергосистем

Ierusalimova Tatiana Sergeevna – Candidate of technical Sciences, National technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Senior lecturer of Department of automation and cybersecurity of electric power systems.

Швец Сергей Викторович – кандидат технических наук, доцент, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», доцент кафедры автоматизации и кибербезопасности энергосистем.

Швец Сергій Вікторович – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри автоматизації та кібербезпеки енергосистем.

Shvets Sergey Viktorovich – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Docent, National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Associate Professor of Department of automation and cybersecurity of electric power systems.

УДК 621.311

Г. А СЕНДЕРОВИЧ, А. В. ДЯЧЕНКО**МЕТОД ОПРЕДЕЛЕНИЯ ДОЛЕВОГО УЧАСТИЯ СУБЪЕКТОВ В НАРУШЕНИИ СИММЕТРИИ ПО МОЩНОСТИ СИММЕТРИЧНЫХ СОСТАВЛЯЮЩИХ ПРИ ДЛИТЕЛЬНЫХ ИЗМЕРЕНИЯХ ПОТРЕБЛЕНИЯ ЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ ЭНЕРГИИ**

Запропоновано метод визначення часткової участі споживача у відповідальності за порушення симетрії напруги в точці загального приєднання з використанням локального вимірювального пристрою. Метод оснований на розрахунку електроенергії, по якій потрібно визначення відповідальності споживача. Надалі можуть бути розроблені методика і алгоритм реалізації нового методу відповідно до норм оцінки показників якості електричної енергії і зручності використання в умовах експлуатації.

Ключові слова: якість електроенергії, симетрія напруги, активна потужність зворотної послідовності, опір зв'язку, інтервал усереднення, локальний вимірювальний пристрій.

Предложен метод определения долевого участия потребителя в ответственности за нарушения симметрии напряжения в точке общего присоединения с использованием локального измерительного устройства. Метод основан на расчете электроэнергии, по которой требуется определение ответственности потребителя. В дальнейшем могут быть разработаны методика и алгоритм реализации нового метода в соответствии с нормами оценки показателей качества электрической энергии и удобства использования в условиях эксплуатации.

Ключевые слова: качество электроэнергии, симметрия напряжения, активная мощность обратной последовательности, сопротивление связи, интервал усреднения, локальное измерительное устройство.

The method of determination of individual share of a customer in responsibility for violation of symmetry of tension in a point of the general association with use of the local measuring device is offered. This method allows to approach an assessment of an error which is caused by the mutual component of power arising in the presence of two and more sources of distortion of symmetry in a different way. The main feature of a method is the possibility of its use by the analysis of the parameters of the mode measured only on buses of a customer. Further the technique and an algorithm of implementation of this new method according to norms of an assessment of figures of merit of electrical energy and usability under operating conditions can be developed. What in turn will allow to include it in a complex technique of determination of individual share of subjects in responsibility for violation of quality of the electric power.

Key words: quality of the electric power, symmetry of tension, active power of the return sequence, communication resistance, averaging interval, local measuring device.

Введение. Известное детерминированное решение по определению долевого участия субъектов распределения электрической энергии в ответственности за искажение симметрии [1-4] основано на расчете проводимостей симметричных составляющих нагрузок, подключаемых к точке общего присоединения (ТОП). Для реализации такого подхода требуется анализ параметров режима, замеряемых на разных фидерах сборных шин. Если поставщик производит общую оценку ответственности потребителей, надо измерять мгновенные значения токов на всех подключениях [3] к ТОП. Если оценка производится по инициативе потребителя, то достаточно производить измерение мгновенных значений токов на его фидере и на питающем вводе сборных шин [4]. В обоих случаях решение задачи требует получение информации с разных, как минимум двух, точек измерения.

В связи с этим использование известного метода в локальном устройстве, которым можно дополнить счетчик электрической энергии, затруднено. В случае расположения возле точки раздела балансовой принадлежности (ТРБП) на ответвлении метод практически нереализуем.

Постановка задачи. Отказ от метода определения фактического вклада субъекта, в основе которого лежит определение источника искажений симметрии по направлению активной мощности симметричных составляющих, связан с двумя его недостатками [5]. Во-первых, метод не учитывает взаимную составляющую мощности [6],

возникающую при наличии двух и более источников искажения симметрии. Во-вторых, метод не учитывает изменения состава и режимов работы электроприемников в течение времени эксплуатации [7].

Для преодоления первого недостатка разработан метод детерминированной оценки долевого участия потребителей и поставщика в ответственности за нарушение симметрии, в котором коэффициенты участия субъектов определяются без замеров мощностей симметричных составляющих [1-4]. Исключить второй недостаток позволило определение долевого участия в ответственности за нарушение симметрии напряжений не по текущим параметрам режима (мощность), а по интегральным (энергия) – за ту часть электроэнергии, которая в отчетном периоде (сутки, месяц, год или другое время) распределена с нарушениями требований ГОСТ [8, 9].

Определение долевого участия потребителя в ответственности за нарушение симметрии, получаемое по результатам длительных измерений, позволяет по-другому подойти к оценке погрешности, которую вызывает взаимная составляющая мощности, возникающая при наличии двух и более источников искажения симметрии.

Цель. Разработка метода определения фактического вклада субъекта в нарушения симметрии, в основе которого лежит определение источника искажений симметрии по направлению активной мощности симметричных составляющих.

Результаты исследований. Рассмотрим

изменение мощности обратной последовательности на границе раздела балансовой принадлежности (ГРБП) потребителя и энергоснабжающей организации рис. 1, в которой сеть за точкой измерения принадлежит потребителю (нагрузка), до точки измерения – сетевому предприятию (система).

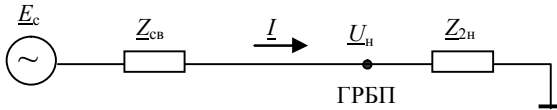


Рис. 1 – Расчетная схема

В расчетной схеме E_c - ЭДС системы; $Z_{св}$ - эквивалентное сопротивление связи; I - ток по связи с системой; U_n - напряжение на ГРБП; Z_n - эквивалентное сопротивление нагрузки.

Классической модели для расчета трехфазной сети в несимметричных режимах [10, 11], выполняется в виде схем трех последовательностей: прямой, обратной и нулевой. В основе используемой модели лежит универсальная схема замещения [12], предназначенная для моделирования процессов несимметричных и несинусоидальных при наличии источников искажений в системе и в нагрузке. Схема замещения обратной последовательности рис. 2 содержит J_{2c} и $J_{2н}$ - эквивалентные источники токов обратной последовательности системы и нагрузки; $U_{2н}$ - напряжение обратной последовательности на ГРБП; I_2 - ток обратной последовательности по связи с системой, который включает в себя ток симметричной I^c_2 и несимметричной (искажающей) $I^н_2$ частей нагрузки; z^3_{2c} и $z^3_{2н}$ - эквивалентное сопротивление передающих элементов искажающей нагрузки системы и потребителя; z_{2c} и $z_{2н}$ - эквивалентное сопротивление неискажающей нагрузки системы и потребителя; $z_{2св}$ - эквивалентное сопротивление связи.

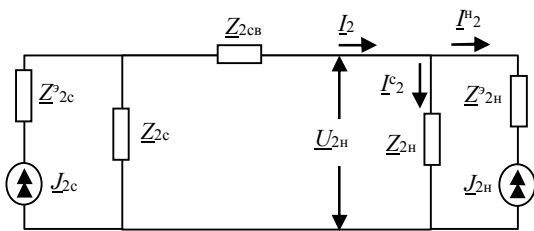


Рис. 2 – Схема замещения обратной последовательности

В соответствии с принципом компенсации [13] ветвь с источником тока и сопротивлением может быть заменена эквивалентным ЭДС. Такая замена не оказывает влияние на параметры режима в цепи внешней по отношению к рассматриваемой ветви. Анализ изменения мощности обратной последовательности будем проводить по известной схеме замещения [6], которая упрощена согласно принципу компенсации по сравнению с универсальной рис. 2 с целью учета особенностей рассматриваемой задачи.

К особенностям задачи следует отнести: во-первых, рассмотрение несимметрии только, по основной гармонике, что соответствует требованиям ГОСТ [14] и, во-вторых, использование измерительного комплекса «АНТЕС АК-3Ф», обеспечивающего возможность получения информации о любых параметрах режима в точке измерения. В частности, схема замещения обратной последовательности рис. 3 включает в себя: E_{2c} - эквивалентные ЭДС обратной последовательности системы; $U_{2н}$ - напряжение обратной последовательности на ГРБП.

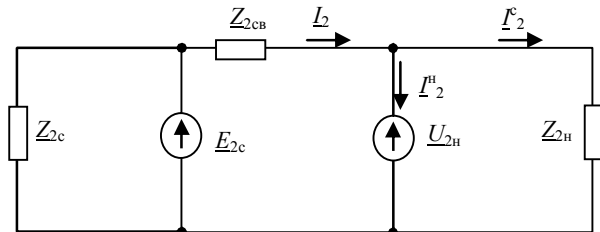


Рис. 3 – Упрощенная схема замещения обратной последовательности

Источники несимметрии E_{2c} и $U_{2н}$ оказывают взаимное влияние, для учета которого используется метод суперпозиции. Режим работы схемы замещения обратной последовательности можно представить, как сумму двух режимов рис. 4: а – нарушение симметрии только в системе; б – нарушение симметрии только у потребителя.

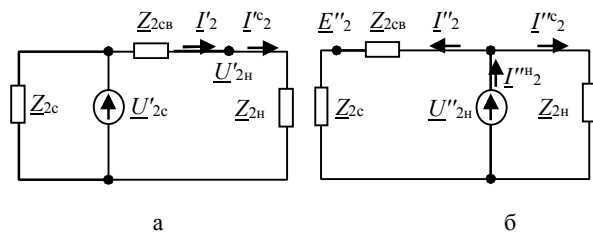


Рис. 4 – Применение метода суперпозиции

При этом E'_{2c} - собственное ЭДС обратной последовательности системы; $U''_{2н}$ - оставляющая напряжения обратной последовательности на ГРБП, генерируемая в нагрузке потребителя. Направление активной мощности определяется [6] из выражения:

$$P_2 = (E'_{2c})^2 \cdot \frac{z_{2н}}{|z_{2св} + z_{2н}|^2} \cdot \cos \varphi_n - (U''_{2н})^2 \cdot \frac{1}{|z_{2св} + z_{2c}|} \cdot \cos \varphi_{св,с} + E'_{2c} \cdot U''_{2н} \cdot \left[\frac{1}{|z_{2св} + z_{2н}|} \cdot \cos(\delta_2 - \varphi_{св,н}) - \frac{z_{2н}}{|z_{2св} + z_{2н}| \cdot |z_{2св} + z_{2c}|} \cdot \cos(\delta_2 + \varphi_n - \varphi_{св,н} + \varphi_{св,с}) \right] \quad (1)$$

где φ_n – аргумент комплексного сопротивления $\underline{z}_{2н}$;

$\varphi_{св,н}$ – аргумент суммы комплексных сопротивлений $\underline{z}_{св} + \underline{z}_{2н}$;

$\varphi_{св,с}$ – аргумент суммы комплексных сопротивлений $\underline{z}_{св} + \underline{z}_{2с}$;

$\delta_{2с}$ – угол между векторами $E'_{2с}$ и $U''_{2н}$.

Уравнение (1) можно представить в более компактном виде:

$$P_2 = (E'_{2с})^2 \cdot g_{2н}^3 - (U''_{2н})^2 \cdot g_{2с}^3 + E'_{2с} \cdot U''_{2н} \cdot G(\delta_2) \quad (2)$$

где $g_{2н}^3$ – эквивалентная активная проводимость обратной последовательности нагрузки;

$g_{2с}^3$ – эквивалентная активная проводимость обратной последовательности системы;

$G(\delta_2)$ – взаимная активная проводимость обратной последовательности зависящая от угла δ_2 .

Уравнение мощности обратная последовательности (2) имеет три составляющих.

Мощность, генерируемая источником, расположенным в системе:

$$P_{2с} = (E'_{2с})^2 \cdot g_{2н}^3 \quad (3)$$

Мощность, генерируемая источником, расположенным в нагрузке:

$$P_{2н} = -(U''_{2н})^2 \cdot g_{2с}^3 \quad (4)$$

Взаимная мощность, существующая при наличии ЭДС обратной последовательности в системе и в нагрузке:

$$P_{2в} = E'_{2с} \cdot U''_{2н} \cdot G(\delta_2) \quad (5)$$

Если источник несимметрии находится в системе ($U''_{2н} = 0$), то $P_{2н} = 0$ и $P_{2в} = 0$, а уравнение (2) содержит только составляющую, определяемую генерацией активной мощности в системе $P_2 = P_{2с}$ (3). Направление активной мощности обратной последовательности совпадает с направлением активной мощности прямой последовательности, $\text{sign} P_2 = \text{sign} P_1$. При нахождении источника не симметрии в нагрузке ($U'_{2с} = 0$), то $P_{2с} = 0$ и $P_{2в} = 0$, а уравнение (2) содержит только составляющую, определяемую генерацией активной мощности в нагрузке $P_2 = P_{2н}$ (4). Направление активной мощности обратной последовательности встречно направлению активной мощности прямой последовательности, $\text{sign} P_2 = -\text{sign} P_1$.

При нахождении источников несимметрии в системе и в нагрузке уравнение активной (2) мощности обратной последовательности содержит все три составляющие.

$$P_2 = P_{2с} - P_{2н} + P_{2в} \quad (6)$$

Для определения долевого участия потребителя в ответственности за нарушение симметрии напряжений в ТОП с использованием локального измерительного устройства представляем его нагрузкой P_1 отдельным фидером. Остальную часть сети, включая другие фидера с нагрузкой P_i , считаем системой (рис. 5), так как потребитель несет

ответственность за нарушение, если источник искажений качества электроэнергии (КЭ) находится

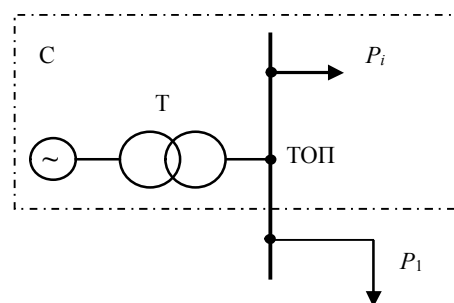


Рис. 5 – Представление системы для локальной оценки участия потребителя

в его внутренней сети. Если источник искажений расположен за пределами внутренней сети, ответственность за КЭ на ГРБП возлагается на электроснабжающее предприятие.

В случае возникновения в системе или в сети потребителя несимметрии напряжений по обратной последовательности знак P_2 (6) дает достоверную информацию о расположении источника несимметрии. При нахождении источников несимметрии в системе и во внутренней сети потребителя возникает погрешность, вызванная взаимной составляющей $P_{2в}$. В первом случае долевое участие системы и потребителя в нарушении симметрии определяются в течении одного интервала усреднения Δt , во втором – следует ожидать снижения влияния взаимной составляющей при длительных измерениях в силу различных (случайных) значений угла δ_2 в отдельных интервалах усреднения.

Известная методика распределения ответственности за искажение симметрии [15] предполагает общий учет потребления электроэнергии W за время мониторинга T , определение электроэнергии, полученной потребителем с нарушением нормально $W^{нд}$ и предельно $W^{нд}$ допустимых требований к показателям качества электроэнергии (ПКЭ), и электроэнергии $W_{отв}$, которая ответственности в виде компенсации или штрафных санкций при взаиморасчетах.

Общее потребление электроэнергии W определяют в виде суммы потребления в каждом-ом интервале усреднения Δt :

$$W = \sum_{i=1}^{i=T/\Delta t} P(i) \cdot \Delta t \quad (7)$$

Электронергия, получаемая потребителем с нарушением нормально $W^{нд}$ и предельно $W^{нд}$ допустимых требований к симметрии напряжений, определяется по факту превышения коэффициентами несимметрии K_{2U} или K_{0U} из допустимых значений. Расчет производится по формуле (7), из которой исключаются интервалы усреднения, где нет нарушений.

Электронергию, по которой требуется определение ответственности потребителя, находят в виде суммы потребления в тех интервалах усреднения, где имело место нарушение КЭ по

рассматриваемому ПКЭ с учетом коэффициентов ответственности $K_{отв}$ в каждом i -ом интервале усреднения Δt [16]:

$$W_{отв} = \sum_{i=1}^{i=T/\Delta t} W(i) \cdot K_{отв}(i) \quad (8)$$

В качестве коэффициента ответственности потребителя автор предлагает использовать знак активной мощности обратной (нулевой) последовательности, характеризующий расположение источника несимметрии в нагрузке. Так, для нарушения по обратной последовательности в i -ом интервале усреднения:

$$K_{2отв}(i) = -\text{sign } P_2(i) \quad (9)$$

Коэффициент ответственности за нарушение симметрии по обратной последовательности должен $K_{2отв}(i)$ должен определяться в каждом интервале, в котором коэффициент несимметрии напряжений по обратной последовательности превосходит допустимое значение $K_{2U}(i) > K_{2U\text{доп}}$. Если $K_{2U}(i) \leq K_{2U\text{доп}}$, то данное нарушение отсутствует и соответственно $K_{2отв}(i) = 0$.

Следует отметить, что электроэнергия, по которой требуется определение ответственности потребителя $W_{отв}$ (8) есть балансная величина за расчетный период. В зависимости от места расположения источника несимметрии в i -ом интервале усреднения энергия, потребляемая в этом интервале может суммироваться с разными знаками. Если за расчетный период T будет получен положительный баланс ($W_{отв} > 0$), то потребитель будет подвергнут санкциям за нарушение КЭ при распределении $W_{отв}$ энергии. Если баланс будет отрицательный ($W_{отв} < 0$), то потребитель должен получить компенсацию за получение $W_{отв}$ некачественной энергии.

Если представляет интерес общее количество электроэнергии, распределенной с нарушением КЭ, то расчет его производится по формуле (7) только для тех интервалов усреднения, где есть нарушение [$K_{2U}(i) > K_{2U\text{доп}}$].

Анализ КЭ производится в течение длительного времени и включает в себя большое количество интервалов усреднения. Так, при $\Delta t = 3$ с рекомендуемая продолжительность измерений [14] $T = 7$ суток включает $T/\Delta t = 201600$ интервалов усреднения, минимально допустимая продолжительность $T = 24$ час – $T/\Delta t = 28800$. Постоянный мониторинг, на который и ориентируется данная разработка, с ежемесячным контролем показателей ($T = 30$ суток) будет включать $T/\Delta t = 864000$ интервалов усреднения.

Если оценка производится в отдельно взятом интервале усреднения, то, как было показано выше, при наличии источников несимметрии в системе и в нагрузке определение $K_{отв}$ по формуле (3.14) не дает достоверного результата. При длительном мониторинге составляющая коэффициента ответственности, определяемая значениями взаимной мощности $P_{2в}$, направление и величина которой в

отдельных интервалах усреднения зависят от случайных значений угла δ_2 , должна уменьшить свое влияние. Уравнение (8) с учетом выражений (1, 3, 9) можно записать для обратной последовательности в виде:

$$W_{2отв} = \sum_{i=1}^{i=T/\Delta t} -W(i) \cdot \text{sign} \left\{ \left(E'_{2c} \right)^2 \cdot g_{2н}^3 - \left(U''_{2н} \right)^2 \cdot g_{2c}^3 + \right. \quad (10)$$

$$\left. + E'_{2c} \cdot U''_{2н} \cdot G[\delta_2(i)] \right\} \quad (11)$$

$$G[\delta_2(i)] = \frac{z_{2н}}{|z_{2св} + z_{2н}|} \cdot \left\{ \frac{1}{z_{2н}} \cdot \cos[\delta_2 - \varphi_{св,н}] - \frac{1}{|z_{2св} + z_{2н}|} \cdot \cos[\delta_2(i) + \varphi_{н} - \varphi_{св,н} + \varphi_{св,с}] \right\}$$

Выводы. Разработан метод определения ответственности потребителя и поставщика за искажение симметрии напряжений, основанный на расчете электроэнергии, по которой требуется определение ответственности потребителя $W_{отв}$. Расчет производится за интервал времени измерения T с учетом коэффициентов ответственности субъектов в каждом интервале усреднения Δt .

Основной особенностью метода является возможность его использования путем анализа параметров режима, замеряемых только на шинах потребителя.

Список литературы:

1. Сендерович Г. А. Анализ влияния потребителей не симметрию по обратной последовательности в точке общего присоединения / Г. А. Сендерович. // Восточно-европейский журнал передовых технологий. – 2005. – № 1/2 (13). – С. 89 – 94.
2. Сендерович Г. А. Оценка влияния потребителя на искажение симметрии в точке общего присоединения / Г. А. Сендерович. // Вісник НТУ «ХПИ». – 2005. – №45. – С. 416–417.
3. Сендерович Г. А. Определение действительного вклада потребителя в создание несимметрии на сборных шинах / Г. А. Сендерович. // Вісник НТУ «ХПИ». – 2004. – №47. – С. 136–139.
4. Щербакова П. Г. Моделирование коэффициентов участия субъектов в нарушении симметрии по обратной последовательности / П. Г. Щербакова. // Світлотехніка та електроенергетика. – 2007 – № 3-4. – С.53–57.
5. Методические указания по контролю и анализу качества электрической энергии в системах электроснабжения общего назначения. Часть 2. Анализ качества электрической энергии РД 153-34.0-15.501-01. Разработано научно-методическим центром 000 «Научный центр ЛИНВИТ». – Москва: Энергосервис, 2001. – 23 с.
6. Сендерович Г. А. Использование мощностных симметричных составляющих для определения фактического вклада субъекта в искажение симметрии / Г. А. Сендерович. // Автоматика. Автоматизация. Электрические комплексы и системы. – 2005, – № 2 (16) – С. 169–176.
7. Гриб О. Г. Контроль потребления электроэнергии с учётом её качества / О. Г. Гриб, В. И. Васильченко, Ю. С. Громадский, [и др.]. – Харьков: ХНУРЭ, 2010. – 444 с.
8. Сендерович Г. А. Определение ответственности субъектов распределения электрической энергии за нарушение симметрии на сборных шинах / Г. А. Сендерович. // Коммунальное хозяйство городов. Сер. Архитектура и техн. науки – К.: Техніка, 2005. – Вып. 63 – С. 255–259.
9. Сендерович Г. А. Определение долевого участия субъектов в ответственности за нарушение симметрии напряжений / Г. А. Сендерович. // Наукові праці Донецького Національного

- технічного університету. Серія "Електротехніка і енергетика". – Донецьк: ДонНТУ. – 2011. Випуск 11 (186). – С. 330–335.
10. Ульянов С. А. Электромагнитные переходные процессы в электрических системах: Учебник. / С. А. Ульянов – М.: Энергия, 1970. – 520 с.
 11. Півняк Г. Г. Перехідні процеси в системах електропостачання: Підручник для вузів / Г. Г. Півняк, В. М. Винославський, А. Я. Рибалко, [и др.]. – Дніпропетровськ: Видавництво НГА України, 2000. – 597 с.
 12. Майер В. Я. Методика определения вкладов потребителей в ухудшение качества электроэнергии / В. Я. Майер // Электричество. – 1994. – № 9 – С. 19 – 24.
 13. Поливанов К. М. Теоретические основы электротехники / К. М. Поливанов – М.: Энергия, 1972. – 240 с.
 14. Электрическая энергия. Совместимость технических средств электромагнитная. Нормы качества электрической энергии в системах электроснабжения общего назначения: ГОСТ 13109-97. – [Введ. в Украине 01.01.2000]. – Минск: ИПК. Изд-во стандартов, 1998. – 30 с. – (Межгосударственный стандарт стран СНГ).
 15. Гриб О. Г. Алгоритм реализации методики распределения ответственности за искажение симметрии / О. Г. Гриб, Г. А. Сендерович, П. Г. Сендерович // Вісник НТУ «ХП». – 2006. – Вип. №10. – С. 7 – 13.
 16. Сендерович Г. А. Методика распределения ответственности за искажение синусоидальности в точке общего присоединения / Г. А. Сендерович. // Восточно-европейский журнал передовых технологий. – 2005. – № 6/2 (18). – С. 139 – 143.
- References:**
1. Senderovich, G. A. "Analiz vliyaniya potrebitel'ev ne nesimmetriyu po obratnoy posledovatelnosti v toчке obshchego prisoedineniya". *Vostochno-evropeyskiy zhurnal peredovyih tekhnologiy*, 2005. 1/2 (13). 89–94. Print.
 2. Senderovich, G. A. "Otsenka vliyaniya potrebitel'ev na iskazhenie simmetrii v toчке obshchego prisoedineniya". *Visnik NTU "KhPI"*, 2005. No. 45. 416–417. Print.
 3. Senderovich, G. A. "Opredelenie deystvitelnogo vkladov potrebitel'ev v sozdanie nesimmetrii na sbornyih shinah". *Visnik NTU "KhPI"*. 2004. No. 47. 136–139. Print.
 4. Scherbakova, P. G. "Modelirovanie koeffitsientov uchastiya sub'ektov v narushenii simmetrii po obratnoy posledovatelnosti". *SvItotekhnika ta elektroenergetika*, 2007. No. 3–4. 53–57. Print.
 5. "Metodicheskie ukazaniya po kontrolyu i analizu kachestva elektricheskoy energii v sistemah elektrosnabzheniya obshchego naznacheniya. Vol. 2. Analiz kachestva elektricheskoy energii RD 153-34.0-15.501-01". *Razrabotano nauchno-metodicheskim tsentrom 000 «Nauchnyiy tsentr LINTT»*. Moscow Energoservis, 2001. Print.
 6. Senderovich, G. A. "Ispolzovanie moschnosti simmetrichnyih sostavlyayuschih dlya opredeleniya fakticheskogo vkladov sub'ekta v iskazhenie simmetrii". *Avtomatika. Avtomatizatsiya. Elektricheskoe kompleksy i sistemy*, 2005. No. 2 (16). 169–176. Print.
 7. Grib O. G., et al. "Kontrol potrebleniya elektroenergii s uchytom eyo kachestva". Kharkiv: NURE. 2010. Print.
 8. Senderovich, G. A. "Opredelenie otvetstvennosti sub'ektov raspredeleniya elektricheskoy energii za narushenie simmetrii na sbornyih shinah". *Kommunalnoe hazaystvo gorodov. Ser. Arhitektura i tehn. nauki*. Kiev. Technika, 2005. No 63. 255–259. Print.
 9. Senderovich, G. A. "Opredelenie dolevogo uchastiya sub'ektov v otvetstvennosti za narushenie simmetrii napryazheniy". *Naukovi pratsi Donetskogo Natsionalnogo tehnlchnogo univrsitetu. Seriya "Elektrotehnika i energetika"*. Donetsk NTU, 2011. No 11 (186). 330–335. Print.
 10. Ulyanov S. A. "Elektromagnitnyie perehodnyie protsessy v elektricheskikh sistemah". Moscow Energiya, 1970. Print.
 11. Pivnyak G. G., et al. "Perehidni protsesi v sistemah elektropostachannya: Pidruchnik dlya vuziv". *Vidavnistvo NGA Ukraine*. Dnipropetrovsk, 2000. Print.
 12. Mayer V. Y. "Metodika opredeleniya vkladov potrebitel'ev v uhdushenie kachestva elektroenergii". *Elektrichestvo*. 1994. No 9. 19–24. Print.
 13. Polivanov K. M. "Teoreticheskie osnovy elektrotehniki". Moscow Energiya, 1972. Print.
 14. "GOST 13109-97. Elektricheskaya energiya. Sovmestimost' tehnikeskikh sredstv elektromagnitnaya. Normy kachestva elektricheskoi energii v sistemah elektrosnabzheniya obshchego naznacheniya". Minsk, IPK Publishing house of standards, 1998. Print.
 15. Grib O. G., G. A Senderovich, and P. G. Senderovich "Algoritm realizatsii metodiki raspredeleniya otvetstvennosti za iskazhenie simmetrii". *Visnik NTU "KhPI" Tematichniy vipusk „Novi rishennya v suchasnih tekhnologiyah”*, Kharkiv: NTU "KhPI", 2006. No 10. 7–13. Print.
 16. Senderovich, G. A. "Metodika raspredeleniya otvetstvennosti za iskazhenie sinusoidalnosti v toчке obshchego prisoedineniya". *Vostochno-evropeyskiy zhurnal peredovyih tekhnologiy*, 2005. No. 6/2 (18). 139–143. Print.

Посмунула (received) 14.04.2017

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Метод определения долевого участия субъектов в нарушении симметрии по мощности симметричных составляющих при длительных измерениях потребления электрической энергии / Г. А. Сендерович, А. В. Дяченко // Вісник НТУ «ХП». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Х. : НТУ «ХП», 2017. – № 22 (1244). – С. 77–82. – Бібліогр.: 16 назв. – ISSN 2411-3441.

Метод определения долевого участия субъектов в нарушении симметрии по мощности симметричных составляющих при длительных измерениях потребления электрической энергии / Г. А. Сендерович, А. В. Дяченко // Вісник НТУ «ХП». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Х. : НТУ «ХП», 2017. – № 22 (1244). – С. 77–82. – Бібліогр.: 16 назв. – ISSN 2411-3441.

Method of definition of individual share of subjects in violation of symmetry on the power of symmetric components at long measurements of consumption of electric energy / G. A. Senderovich, O. V. Diachenko // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydrounits. – Kharkov : NTU "KhPI", 2017. – No. 22 (1244). – С. 77–82. – Bibliogr.: 16. – ISSN 2411-3441.

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Сендерович Генадій Аркадійович – доктор технічних наук, професор, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», професор кафедри автоматизації та кібербезпеки енергосистем; e-mail: senderovichg@mail.ru

Сендерович Геннадий Аркадьевич – доктор технических наук, профессор, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», профессор кафедры автоматизации и кибербезопасности энергосистем; e-mail: senderovichg@mail.ru

Senderovich Gennady Arkadievich – Doctor of Engineering, Professor, National Technical University «Kharkiv Polytechnic Institute», Professor at the department of Automation and cyber security of power supply systems; e-mail: senderovichg@mail.ru

Дяченко Александр Васильевич – магістр, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», аспірант кафедри автоматизації та кібербезпеки енергосистем; тел.: (095) 209-81-50; e-mail: alex.7491@mail.ru.

Дяченко Александр Васильевич – магистр, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», аспирант кафедры автоматизации и кибербезопасности энергосистем; тел.: (095) 209-81-50; e-mail: alex.7491@mail.ru.

Diachenko Oleksandr Vasylovych – master, National Technical University «Kharkiv Polytechnic Institute», post graduate at the department of Automation and cyber security of power supply systems; tel.: (095) 209-81-50; e-mail: alex.7491@mail.ru.

УДК 697.31

А. М. ГАНЖА, Н. А. МАРЧЕНКО, В. М. ПІДКОПАЙ, Е. М. НЕМЦЕВ**МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСІВ ПЕРЕДАЧІ ТЕПЛОТИ ВІД КОТЕЛЬНОЇ ДО ЖИТЛОВОГО МАСИВУ НА ОСНОВІ ГІДРАВЛІЧНИХ РОЗРАХУНКІВ СКЛАДНОЇ ТЕПЛОВОЇ МЕРЕЖІ**

На цей час багато систем теплопостачання мають низьку надійність, теплові мережі протяжні і зношені, багато обладнання висчерпало свій ресурс. Побудовано методи і засоби визначення надійності теплопостачання житлового масиву на основі системного математичного моделювання теплогідрравлічних процесів з урахуванням взаємного впливу елементів системи і впливу зовнішніх факторів. Моделювання теплогідрравлічного режиму теплової мережі показало, що він дуже складний, має низьку надійність і система підлягає реконструкції.

Ключові слова: теплопостачання, гідрравлічний розрахунок, надійність, складна система, моделювання, ефективність

В настоящее время многие системы теплоснабжения имеют низкую надежность, тепловые сети протяженные и изношены, многое оборудование исчерпало свой ресурс. Построены методы и средства определения надежности теплоснабжения жилого массива на основе системного математического моделирования теплогидравлических процессов с учетом взаимного влияния элементов системы и воздействия внешних факторов. Моделирование теплогидравлического режима тепловой сети показало, что он очень сложный, имеет низкую надежность и система подлежит реконструкции.

Ключевые слова: теплоснабжение, гидравлический расчет, надежность, сложная система, моделирование, эффективность

At this time, many heating systems have low reliability, thermal network extended and worn out equipment much depleted. In this paper the case where the heat source (boiler) located at the ground level more than 70 meters above a residential neighborhood. Between the boiler room and provides sub-locality lowering pumping station. Boiler and pump station in operation since 1960. The project was a technological protection of network pipes customers lower zone of unacceptable pressure increase when they hammer a result stop pumping station network pumps, namely plant waste valves. As shown operation of the system, it is not reliable. If a power emergency breaks pump in the heating season occasionally occur hammer and damage to heating systems and have a break in district heating customers. Thermal-hydraulic simulation mode heating network showed that it is very difficult and has low reliability. Reliability individual elements of a complex system significantly affects the operation of the system and its plots. Therefore, the existing heating circuit should be changed to improve its efficiency and reliability. The methods and tools can be applied to other heating systems.

Keywords: heating, hydraulic calculation, reliability, complex system modeling, efficiency

Вступ. На даний час теплопостачання житлових масивів багатьох міст здійснюється від великих джерел теплової енергії, що обладнані водогрійними та паровими котлами, які були введені в експлуатацію 30–40 років тому. Котельні розташовані на значній відстані від масивів, а теплові мережі від них мають значний знос. Транспортування теплоносія від джерел до мікрорайонів здійснюється по магістральним трубопроводам, що мають, як правило, великі діаметри. Це обумовлює значні теплові втрати при постачанні теплової енергії до масивів. Крім того, стан ізоляції на цих трубопроводах, як правило, незадовільний, що збільшує теплові втрати. Великі відстані, на які транспортується теплоносій, обумовлюють значні витрати електроенергії на транспортування та розподіл. Ще однією особливістю є те, що місцеві теплові мережі опалення підключені в основному по залежній схемі через теплорозподільчі пункти (ТРП) та елеваторні системи. Стан елеваторів часто буває незадовільними, що погіршує якість опалення будинків або призводить до погіршення якості і надійності теплопостачання. У останній час деякі споживачі відмовляються від централізованого теплопостачання, що зменшує потребу в постачанні теплової енергії. Крім того, самі схеми теплопостачання мають невисоку надійність.

Постановка задачі. У цій роботі розглянута саме така система теплопостачання житлового масиву великого міста (див. рис. 1). Джерело теплопостачання (котельня) розташоване за рівнем землі більш ніж на 70 м вище житлового мікрорайону. Між котельнею та мікрорайоном передбачена понижуюча насосна станція. Котельня і насосна станція знаходяться в

експлуатації з 1960-х років. Проектом був передбачений технологічний захист трубопроводів теплових мереж споживачів нижньої зони від неприпустимого підвищення тиску в них при гідроударі в результаті знеживлення (зупинки) мережних насосів насосної станції, а саме установка скидних клапанів. Як показала практика експлуатації цієї системи, вона не є надійною. При аварійних перервах в електропостачанні насосної в опалювальному сезоні періодично мають місце гідроудари та uszkodження теплових мереж, а також змушені перерви в теплопостачанні споживачів.

Тому враховуючи вищесказане, розробка і наукове обґрунтування методів і засобів визначення надійності теплопостачання житлового масиву на основі системного математичного моделювання теплогідрравлічних процесів являється актуальною задачею в енергозбереженні.

Моделювання теплогідрравлічного режиму теплової мережі проводилось з використанням розробленої на кафедрі теплотехніки та енергоефективних технологій НТУ «ХП» програми теплогідрравлічного розрахунку складної теплової мережі з використанням методів теорії графів [1, 2] та методики визначення теплових втрат при транспортуванні теплоносія.

Приклад графу для складної мережі наведено на рис. 2.

Вихідними даними для розрахунку є:

1. Характеристики кожної ділянки (дуги графу):

а) для теплотрас: діаметр трубопроводу; тип прокладання (надземне, підземне каналне чи в ґрунті); довжина ділянки (з урахуванням

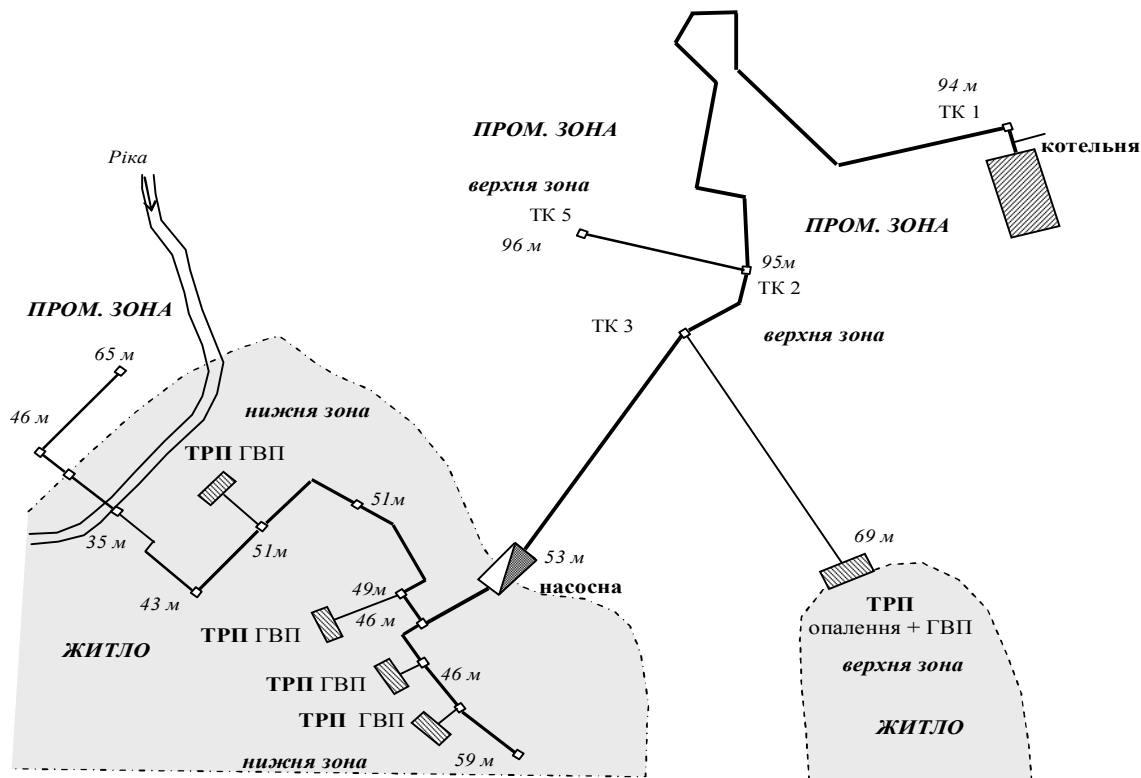


Рис. 1 – Схема теплопостачання житлового масиву

ГВП – гаряче водопостачання, ТК – тепла камера, ТРП – теплорозподільчий пункт

компенсаторів); нормативна шорсткість внутрішньої втрат; температура навколишнього середовища б) для насосів: кількість включених паралельно; номінальна потужність електродвигуна; гідравлічна характеристика (ККД, напір).

в) для арматури (клапани, засувки, елементи обладнання): кількість елементів, включених паралельно; сумарний коефіцієнт втрат (у квадратичному законі);

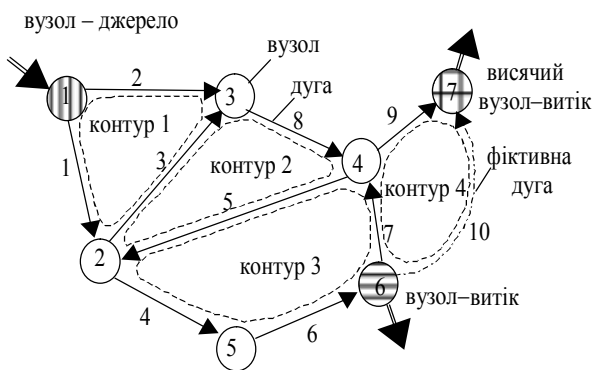


Рис. 2 – Приклад графу складної мережі

г) для теплової мережі споживачів: сумарний коефіцієнт втрат (у квадратичному законі); підключене теплове навантаження; нормативна температура повітря в середині приміщень;

д) для підігрівачів гарячої води: сумарний коефіцієнт втрат (у квадратичному законі);

поверхні; коефіцієнт місцевих (повітря чи ґрунту); підключене теплове навантаження; нормативна температура гарячої води;

2. Характеристики кожного вузла (вершини графу):

а) висота;

б) якщо вузол джерело – витрата та температура, теплоносія що додається, тепловий потік у вузол;

в) якщо вузол скид – витрата теплоносія та тепловий потік, що стікає з вузла ззовні;

г) для граничних вузлів – статичний тиск та температура теплоносія.

3. Характеристики графу схеми теплової мережі:

а) матриця з'єднань (інцидентів):

номер ребра (ділянки); ідентифікатор типу; початковий та кінцевий вузол.

б) перелік та тип граничних вузлів (джерело чи скид);

4. Характеристики роботи теплової мережі (температурні графіки, температури оточуючого середовища).

Усі ці дані зберігаються у базі даних (див. рис. 3)

Додатково у розрахунковій програмі використовуються:

а) формули для питомих безрозмірних теплових характеристик теплової мережі споживачів та підігрівачів гарячого водопостачання з [3];

б) норми питомих теплових втрат з 1 м довжини в залежності від типу прокладання ділянки теплотраси з [4] з урахуванням коефіцієнтів, що враховують фактичний стан ізоляції кожної ділянки;

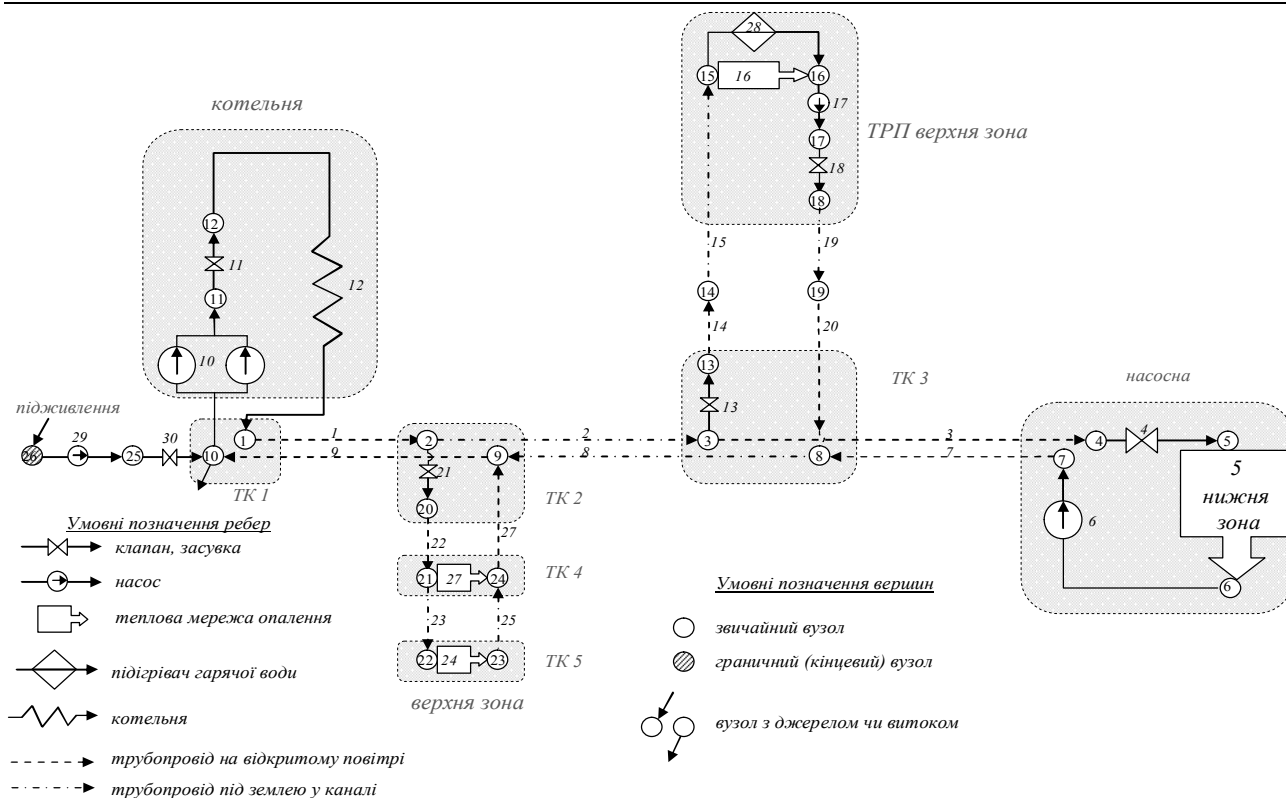


Рис. 3 – Граф системи тепlopостачання житлового масиву

в) теплофізичні властивості води від тиску і температури;

г) формули для гідравлічних і місцевих опорів ділянок з [5].

Для ідентифікації сумарних коефіцієнтів втрат деяких ділянок теплової мережі (теплова мережа споживачів, підігрівачі) та коефіцієнтів місцевих втрат трубопроводів використовуються дані замірів параметрів теплогідравлічного режиму в характерних вузлах системи.

Розрахунок гідравлічного режиму теплової мережі проводився в таких варіантах:

- нормальний режим (для верифікації моделі);
- відключено підкачувальний насос на ТРП верхньої зони;
- відключено підкачувальний насос на насосній;
- відключено підкачувальний насос на насосній та підкачувальний насос на ТРП верхньої зони;
- відключено мережні насоси на котельні;
- відключено мережні насоси на котельні та підкачувальний насос на ТРП верхньої зони.

Аналіз результатів. При аналізі даних розрахунку нормального режиму (варіант 1) встановлено, що розбіжність розрахункових даних з вихідними даними (по тискам і витратам) складає не більше 0,5 %, що говорить про адекватність моделі і можливість її застосування для інших режимів. Відпуск теплоти до споживачів нижньої зони і ТРП верхньої зони знаходиться в межах норми. Відпуск теплоти до споживачів, що підключені до теплотраси від ТК 2 до ТК 5 значно нижче норми (температури

внутрішнього повітря 13–14°C) у зв'язку з великими тепловими втратами, що пов'язані зі значною протяжністю теплотрас великого діаметру і малим тепловим навантаженням. Слід зазначити, що в розрахунку не були враховані теплові втрати в квартирній тепловій мережі.

При відключенні підкачувального насосу на ТРП верхньої зони (варіант 2) витрата теплоносія на ТРП падає в 2,4 рази, температура внутрішнього повітря і гарячої води знижується відповідно до 12°C і 35°C. Загальна витрата теплоносія незначно зменшується (з 1245 до 1218 т/год), що призводить до незначного підвищення його тиску в окремих точках схеми. До споживачів нижньої зони і теплотраси від ТК 2 до ТК 5 надходить трохи більше теплоносія, що призводить до незначного підвищення відпуску теплоти до них.

При відключенні підкачувального насосу на насосній (варіант 3) загальна витрата теплоносія через котли зменшується з 1245 до 983 т/год. Недопустимо підвищуються надлишкові тиски теплоносія в нижній зоні (перед регулюючим клапаном до 10 кгс/см², зворотного теплоносія нижньої зони – до 7,2 кгс/см²), у верхній зоні ТРП – до 9–10 кгс/см². Кількість теплоносія в нижній зоні зменшується на 25 %, що призводить до недовідпуску теплоти. В районі ТРП верхньої зони витрата теплоносія зростає на 15 %, що призводить до перетопу в цих споживачів. У зоні теплотраси від ТК 2 до ТК 5 витрата теплоносія зростає в 2 рази.

При відключенні підкачувального насосу на насосній та підкачувального насосу на ТРП верхньої зони (варіант 4) загальна витрата теплоносія через котли зменшується з 1245 до 966 т/год. Недопустимо підвищуються надлишкові тиски теплоносія у нижній зоні (перед регулюючим клапаном до 10 кгс/см², зворотного теплоносія нижньої зони – до 7,2 кгс/см²), у верхній зоні ТРП – до 7,5–9 кгс/см². Кількість теплоносія в нижній зоні зменшується на 22 %, що призводить до невідпуску теплоти. В районі ТРП верхньої зони витрата теплоносія також падає на 22 %, що також призводить до недотопу в цих споживачів. В зоні теплотраси від ТК 2 до ТК 5 витрата теплоносія зростає у 2 рази.

При відключенні мережних насосів на котельні (варіант 5) загальна витрата теплоносія через котли зменшується з 1245 до 844 т/год. Тиски теплоносія у верхній зоні недопустимо низькі (особливо на прямому трубопроводі ТК 2, ТК 4 і ТК 5). Температура теплоносія в прямому трубопроводі ТК 2 близька до закипання. В мережі теплотраси від ТК 2 до ТК 5 відбувається "перекидання" циркуляції з можливим закипанням теплоносія. В нижній частині та в районі ТРП верхньої зони витрата теплоносія падає на 32 %, що призводить до недотопу в цих споживачів.

При відключенні мережних насосів на котельні та підкачувального насосу на ТРП верхньої зони (варіант 6) загальна витрата теплоносія через котли зменшується з 1245 до 779 т/год. Це призводить до наслідків, як і в варіанті 5, тобто до зниження тиску теплоносія в нижній частині до неприпустимо низького рівня; температура теплоносія в прямому трубопроводі ТК 2 близька до закипання; в мережі теплотраси від ТК 2 до ТК 5 відбувається "перекидання" циркуляції з можливим закипанням теплоносія. На відміну від попереднього варіанта в нижній зоні витрата теплоносія падає на 25 %, що також призводить до недотопу в цих споживачів. У верхній зоні ТРП у цьому випадку також відбувається "перекидання" циркуляції, але ймовірність закипання менша, ніж у мережі теплотраси від ТК 2 до ТК 5.

Таким чином "перекидання" циркуляції у цьому випадку відбувається у всій верхній зоні.

Висновки. Побудовані методи і засоби визначення надійності теплопостачання житлового масиву на основі системного математичного моделювання теплогідравлічних процесів з урахуванням взаємного впливу елементів системи і впливу зовнішніх факторів. Моделювання теплогідравлічного режиму теплової мережі показало, що він дуже складний та має низьку надійність. Надійність окремих елементів складної системи відчутно впливає на роботу всієї системи та її ділянок. Тому існуюча схема теплопостачання повинна бути змінена з метою підвищення її ефективності та надійності. Розроблені методи і засоби можуть бути застосовані і для інших систем теплопостачання.

Список літератури:

1. Хасилев В. Н. Методы и алгоритмы расчета тепловых сетей / В. Н. Хасилев, А. П. Меренков, Б. М. Качанович [и др.] – М.: Энергия, 1978. – 175 с.
2. Берж К. Теория графов и ее применение / К. Берж – М.: ИЛ, 1962. – 319 с.
3. Соколов Е. Я. Теплофикация и тепловые сети / Соколов Е. Я. – М.: Госэнергоиздат, 1963. – 360 с.
4. Методические указания по определению тепловых потерь в водяных и паровых тепловых сетях: РД 34.09.255 (МУ 34-70-080-84) – М.: – Союзтехэнерго. – 1985. – 72 с.
5. Идельчик И. Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям / И. Е. Идельчик. – М.: Машиностроение, 1975. – 559 с.

References (transliterated)

1. Hasilev, V. N., et al. "Metody i algoritmyi rascheta teplovyih setey." Moscow: Energiya, 1978. Print.
2. Berzh, K. "Teoriya grafov i ee primenenie". Moscow: IL, 1962. Print.
3. Sokolov, E. Ya. "Teplofikacija i teplovyje seti" Moscow: Gosjenergoizdat, 1963. Print.
4. Metodicheskie ukazanija po opredeleniju teplovyh poter' v vodjanyh i parovyh teplovyh setjah: RD 34.09.255 (MU 34-70-080-84) – Moscow: Sojuztehjenergo. 1985. Print.
5. Idel'chik, I. E. "Spravochnik po gidravlicheskim soprotivlenijam" Moscow: Mashinostroenie, 1975. Print.

Надійшла (received) 18.05.2017

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Моделювання процесів передачі теплоти від котельні до житлового масиву на основі гідравлічних розрахунків складної теплової мережі / А. М. Ганжа, Н. А. Марченко, В. М. Підкопай, Е. М. Немцев // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Х. : НТУ «ХПІ», 2017. – №22(1244). – С. 83 – 87. – Бібліогр.: 5 назв. – ISSN 2411-3441.

Моделирование процессов передачи тепла от котельной до жилого массива на основе гидравлических расчетов сложной тепловой сети / А. Н. Ганжа, Н. А. Марченко, В. Н. Подкопай, Э. Н. Немцев // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Х. : НТУ «ХПІ», 2017. – №22(1244). – С.83 – 87. – Библиогр.: 5 назв. – ISSN 2411-3441.

Modeling of heat transfer from the boiler to the residential area on the basis of hydraulic calculation of heating network / A. M. Ganzha, N. A. Marchenko, V. M. Pidkopay, E. M. Nemtsev // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydrounits. – Kharkov : NTU "KhPI", 2017. – No.22(1244). – P.83 – 87. – Bibliogr.: 5. – ISSN 2411-3441.

Ганжа Антон Миколайович – доктор технічних наук, професор, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», завідувач кафедри теплотехніки та енергоефективних технологій; тел. (057) 707-62-23; e-mail: ganzha_371@ukr.net.

Ganzha Anton Nikolaevich – Doctor of technical Sciences, Professor, National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Head of the Department of Heat and Power Efficient Technologies; tel.: (057) 707-62-23; e-mail ganzha_371@ukr.net.

Марченко Наталя Андріївна – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри системного аналізу і управління; тел.: (057) 707-69-26; e-mail: mna_123@ukr.net.

Marchenko Natalya Andriyivna – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Docent, National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Associate Professor of Department of Systems Analysis and Management; tel.: (057) 707-69-26; e-mail mna_123@ukr.net.

Підкопай Вікторія Миколаївна – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», асистент кафедри теплотехніки та енергоефективних технологій; тел.: (057) 707-69-23; e-mail: sntuhpi@ukr.net.

Pidkopay Victoria Nikolayevna – National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Assistant of Department of Thermal Engineering and Energy Efficient Technologies; tel.: (057) 707-69-23; e-mail sntuhpi@ukr.net.

Нємцев Едуард Миколайович – Красноармійський індустріальний інститут Державного вищого навчального закладу «Донецький національний технічний університет», старший викладач кафедри електромеханіки і автоматики; тел.: (06239) 2-00-91; e-mail: nedni@i.ua.

Nemtsev Edward Nikolaevich – Krasnoarmeysk Industrial Institute State Higher Educational Institution "Donetsk National Technical University", Senior Lecturer of Department of Electromechanics and Automation; tel.: (06239) 2-00-91; e-mail nedni@i.ua.

ЗМІСТ

Фундаментальні дослідження	3
<i>Потетенко О. В., Яковлева Л. К., Самба Битори Т. Д. Б.</i> Совершенствование рабочего процесса высоконапорных радиально-осевых и радиально-диагональных гидротурбин.....	4
<i>Губарев О. П., Ганпаничурова О. С., Грішненко В. Ю.</i> Багаторежимний гідропривод з випереджуючою стабілізацією температури рідиниз.....	15
<i>Drankovskiy V., Rezvaia K.</i> Mathematical modeling of hydrodynamic characteristics in the inlet of a reversible hydraulic machine based on mathematical models.....	23
<i>Шевченко Н. Г., Шудрик О. Л., Бондаренко Е. Ю.</i> Исследование течения газожидкостной смеси в проточной части ступени погружного насоса для добычи нефти.....	31
<i>Мараховский М. Б., Гасюк А. И., Кузнецова М. М.</i> Расчет энергетических характеристик винтовых забойных двигателей на базе усовершенствованной математической модели рабочего процесса.....	38
<i>Завьялов П. С., Кухтенков Ю. М., Цента Е. Н.</i> Экспериментальные исследования крутящих моментов на лопатках направляющего аппарата при их рассогласовании для обратимой гидромашинны.....	43
<i>Миронов К. А., Олексенко Ю. Ю.</i> Методика оптимізації лопатевої системи робочого колеса радіально-осьової гідротурбіни.....	49
<i>Дранковський В. Е., Хавренко М. Ю.</i> Анализ рабочего процесса в рабочем колесе высоконапорных радиально-осевых обратимых гидромашин.....	55
Прикладні дослідження	60
<i>Ценципер А. И.</i> Определение динамических сил в станке-качалке.....	61
<i>Мельник Р. Ю., Червинский В. П.</i> Особенности использования колонны гибких труб (КГТ).....	67
<i>Сиротин Ю. А., Гриб О. Г., Гапон Д. А., Иерусалимова Т. С., Швец С. В.</i> Учет неактивных составляющих полной мощности.....	71
<i>Сендерович Г. А., Дяченко А. В.</i> Метод определения долевого участия субъектов в нарушении симметрии по мощности симметричных составляющих при длительных измерениях потребления электрической энергии.....	77
<i>Ганжа А. М., Марченко Н. А., Підкопай В. М., Немцев Е. М.</i> Моделювання процесів передачі теплоти від котельні до житлового масиву на основі гідравлічних розрахунків складної теплової мережі.....	83

CONTENTS

Fundamentals	3
<i>Potetenko O. V., Yakovleva L. K., Samba Bitory T. D. B.</i> Perfection of working process of high-head turbine Francis and Francis-Deriaz hydraulic turbines	4
<i>Gubarev O. P., Hanpanturova O. S. Hrishnenko V. Y.</i> Multi-mode hydraulic drive with anticipatory stabilization of the working fluid temperature	15
<i>Drankovskiy V. E., Rezvaya K. S.</i> Mathematical modeling of hydrodynamic characteristics in the inlet of a reversible hydraulic machine based on mathematical models	23
<i>Shevchenko N. G., Shudryk O. L., Bondarenko O. Yu.</i> Investigation of the flow of gas-liquid mixture in the flow part of the stage of the submersible pump for oil production	31
<i>Marakhovskiy M. B., Gasiyk A. I., Kuznechova M. M.</i> The calculation of the energy characteristics of the downhole drilling motors on the basis of advanced mathematical model of workflow.....	38
<i>Zavialov P. S., Kukhtenkov Yu. M., Tsenta E. N.</i> Experimental researches of torques moments on the vanes of wicket gate at their mismatch for reversible hydraulic machine.....	43
<i>Mironov K. A., Oleksenko Yu. Yu.</i> Methods optimization blades runner of Francis turbine	49
<i>Drankovskij V. E., Khavrenko M. Yu.</i> Analysis of the working process in the impeller of high-pressure radial-axial reversible hydraulic machines	55
Applied research	60
<i>Tsentsiper A. I.</i> The choice dynamic forces at the pumping unites	61
<i>Melnyk R. Y., Cherwinski V. P.</i> Features of using the flexible pipe column (FPC)	67
<i>Sirotnin Yu. O., Gryb O. G., Gapon D. A., Iierusalimova T. S., Shvets S. V.</i> Account inactive components of full power	71
<i>Senderovich G. A., Diachenko O. V.</i> Method of definition of individual share of subjects in violation of symmetry on the power of symmetric components at long measurements of consumption of electric energy.....	77
<i>Ganzha A. M., Marchenko N. A., Pidkopay V. M., Nemtsev E. M.</i> Modeling of heat transfer from the boiler to the residential area on the basis of hydraulic calculation of heating network	83

НАУКОВЕ ВИДАННЯ
ВІСНИК
НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНІЧНОГО УНІВЕРСИТЕТУ
«ХП»

Збірник наукових праць

Серія:
Гідравлічні машини та гідроагрегати

№ 22 (1244)

Науковий редактор д-р техн. наук, проф. М. В. Черкашенко
Технічний редактор канд. техн. наук, доц. Н. М. Фатєєва

Відповідальний за випуск канд. техн. наук І. Б. Обухова

АДРЕСА РЕДКОЛЕГІЇ: 61002, Харків, вул. Кирпичова, 2, НТУ «ХП»
Кафедра «Гідравлічні машини»
Тел.: (057) 707-66-46. Тел./факс: (057) 707-63-49
e-mail: gmntukhpi@gmail.com
<http://www.kpi.kharkiv.edu/gdm>

Обл.-вид. № 20-17

Підписано до друку 28.04.2017 р. Формат 60×90¹/₈. Папір офсетний 80г/м².
Друк цифровий. Умов. друк. арк. 5,5. Обл.-вид. арк. 5,7.
Наклад 300. Зам. № . Ціна договірна.

Видавничий центр НТУ «ХП». Свідоцтво про державну реєстрацію суб'єкта
видавничої справи ДК №3657 від 24.12.2009 р.
61002, Харків, вул. Кирпичова, 2.

Друкарня «ФО-П Дуюнова Т. В.»
Свідоцтво про державну реєстрацію № 2475418720 від 19.11.2014 р.
61023, м. Харків, вул. Весніна, 12.
тел. (057) 717-28-80, e-mail: promart_order@ukr.net
