



ISSN 2411-3441 (print)
ISSN 2523-4471 (online)

*Bulletin of the
National Technical University "KhPI"*

Hydraulic machines and hydraulic units

1'2021

Світлій пам'яті професорів
Олега Васильовича Потетенка,
Віталія Ісайовича Гнесіна
Присвячується

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

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

**Вісник Національного
технічного університету «ХПІ».
Серія: Гідравлічні машини та
гідроагрегати**

**Bulletin of the National
Technical University "KhPI".
Series: Hydraulic machines
and hydraulic units**

№ 1'2021

No. 1'2021

Збірник наукових праць

Collection of scientific papers

Видання засноване у 1961 р.

The edition was founded in 1961

Харків
НТУ «ХПІ», 2021

Kharkiv
NTU "KhPI", 2021

Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати = Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units: зб. наук. пр. / Нац. техн. ун-т «Харків. політехн. ін-т». – Х.: НТУ «ХПІ», 2021. – № 1. – 106 с. – ISSN 2411-3441 (print), ISSN 2523-4471 (online).

Видання присвячене освітленню досягнень в області гідроенергетики, систем регулювання гідротурбін, структурного синтезу і аналізу схем гідропневмоавтоматики і гідроприводів, динамічного синтезу і аналізу гідропневмоприводів. Викладені дослідження робочих процесів в лопатевих та об'ємних гідромашинах нафтогазових промислів.

Для науковців, викладачів вищої школи, аспірантів, студентів і фахівців в галузі гідроенергетики та нафтогазової галузі.

The publication is devoted to the coverage of achievements in the field of hydropower, systems of regulation of hydroturbines, structural synthesis and analysis of schemes of hydropneumatics and hydraulic drives, dynamic synthesis and analysis of hydropneumatic drives. The researches of working processes in blade and volumetric hydraulic machines of oil and gas industry are described.

For scientists, teachers of higher education, post-graduate students, students and specialists in the field of hydropower and oil and gas industry.

Свідоцтво про державну реєстрацію друкованого засобу масової інформації

КВ № 24094-13934Р від 08.08.2019 р.

Входить до Переліку наукових фахових видань України, в яких можуть публікуватися результати дисертаційних робіт на здобуття наукових ступенів доктора наук, кандидата наук та ступеня доктора філософії.

Затверджено наказами Міністерства освіти і науки України від 02.07.2020 № 886. Категорія «Б».

Мова статей – українська, англійська

Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати включений до зовнішніх інформаційних систем, у тому числі в наукометричні бази даних: **Web of Science, Index Copernicus, SIS (Scientific Indexing Services), CrossRef DOI, Open Journal Systems, Google Scholar, Directory of Research Journals Indexing (DRJI), OCLC Worldcat, Ulrich's Periodicals Directory**

Офіційний сайт видання: <http://gm.khpi.edu.ua/>

Засновник

Національний технічний університет
«Харківський політехнічний інститут»

Founder

National Technical University
"Kharkiv Polytechnic Institute"

Редакційна колегія:

Головний редактор:

Черкашенко М. В., д-р техн. наук, професор

Editorial staff:

Editor-in-chief:

Cherkashenko M., Dr. Sc., Professor

Члени редколегії:

Гнесін В. І., д-р техн. наук, професор
Мацевитий Ю. М., д-р техн. наук, професор,
академік НАН України
Мигущенко Р. П., д-р техн. наук, професор
Русанов А. В., д-р техн. наук, професор, чл.-кор.
НАН України
Солодов В. Г., д-р техн. наук, професор
Шубенко О. Л., д-р техн. наук, професор, чл.-кор.
НАН України
Bernhard Kirsch, Dr. Sc., Professor
Peter Lampart, Dr. Sc., Professor
Romuald Rządowski, Dr. Sc., Professor
Jarosław Strzyzek, Dr. Sc., Professor
Aleksander Wroblewski, Dr. Sc., Professor

Editorial staff members:

Gnesin V., Dr. Sc., Professor
Matsevity Yu., Dr. Sc., Professor, academician of
NAS of Ukraine
Mygushchenko R., Dr. Sc., Professor
Rusanov A., Dr. Sc., Professor, Corresponding
Member of NAS of Ukraine
Solodov V., Dr. Sc., Professor
Shubenko O., Dr. Sc., Professor, Corresponding
Member of NAS of Ukraine
Bernhard Kirsch, Dr. Sc., Professor
Peter Lampart, Dr. Sc., Professor
Romuald Rządowski, Dr. Sc., Professor
Jarosław Strzyzek, Dr. Sc., Professor
Aleksander Wroblewski, Dr. Sc., Professor

Рекомендовано до друку Вченою радою НТУ «ХПІ». Протокол № 4 від 30.04.2021 р.



24 квітня на 87 році пішов з життя Олег Васильович Потетенко – відомий вчений в області гідротурбобудування, завідувач кафедри «Гідравлічні машини» НТУ «ХПІ» (з 1981 р. по 2011 р.).

Усе своє свідоме життя Олег Васильович пов'язав з нашим інститутом і наукою – студент, інженер, аспірант, доцент, професор, завідувач кафедри, консультант і наставник. Молодий випускник ЕМ факультету ХПІ за три роки роботи на Харківському турбінному заводі пройшов шлях від простого інженера-конструктора до головного інженера СКБ гідротурбін. Він брав участь в розробках проектів великих і унікальних гідротурбін для ГЕС Дніпровського каскаду, горизонтальних капсульних гідротурбін для Київської ГЕС і для ряду інших ГЕС. Напрямок наукової роботи професора О. В. Потетенка «Дослідження структури потоку в проточній частині високонапірної радіально-осьової гідротурбіни» був високо оцінений фахівцями в області гідротурбобудування як на Україні, так і за кордоном.

Молодий, ініціативний, прагнучий пізнати більше, ширше і глибше, Олег Васильович не сидів на одному місці – він стажувався в МДУ ім. М. В. Ломоносова і в університеті Поль Валері (Франція), а з 1975 р. по 1980 р. викладав і був заступником завідувача кафедрою теплотехніки та гідравліки в Національному інституті нафти, газу і хімії в Алжирі (м. Бумердес).

У 1981 році О. В. Потетенко повертається в ХПІ і очолює кафедру гідромашин. Під його керівництвом починається новий виток розвитку кафедри – в 1982 р. створюється філія на ВАТ «Турбоатом», пізніше відкриваються нові спеціальності – «Гідроенергетика» і «Обладнання нафтових і газових промислів».

Протягом більше 40 років професор О. В. Потетенко керував

держбюджетною науковою тематикою кафедри. Наукова робота проводилася в рамках науково-дослідницької лабораторії «Лабораторія дослідження гідравлічних процесів в гідромашинах і гідроприводі». За роки роботи на кафедрі проведено понад 50 науково-дослідницьких робіт з великим техніко-економічним ефектом в промисловості. Розробки кафедри впроваджені на підприємствах України, Росії, в європейських країнах, в Індії.

Професор Олег Васильович Потетенко був вченим секретарем спеціалізованої вченої ради по захисту дисертацій в області енергомашинобудування, членом технічних рад ряду промислових підприємств і НДІ. За успішну підготовку інженерних та наукових кадрів має ряд подяк і грамот інституту і міністерства освіти України, медаль «Ветеран праці». Він був основним автором і ідейним натхненником навчальних посібників, автором кількох патентів на винахід і корисну модель радіально-осьової гідротурбіни.

Олег Васильович назавжди запам'ятається нам як щира людина, талановитий керівник і педагог.

Колектив кафедри сумує з приводу цієї непоправної втрати, і висловлює щирі співчуття рідним і близьким Олега Васильовича Потетенка.



7 травня 2021 р. на 84 році пішов з життя Віталій Ісайович Гнесін, доктор технічних наук, професор, лауреат Державної премії України в галузі науки і техніки.

Віталій Ісайович – випускник кафедри турбінобудування НТУ «ХПІ» 1959 року, і вся його трудова діяльність була тісно пов'язана з турбінобудуванням.

Це був період розквіту енергетичного машинобудування в країні, період створення потужних турбоагрегатів для теплових і атомних електростанцій. Віталій Ісайович належав до тих рідкісних фахівців, які не тільки знали турбіну, а й відчували її як живий організм. Після закінчення вузу Віталій Ісайович кілька років працював в монтажному відділі Харківського турбінного заводу, монтуючи турбоагрегати на багатьох теплових електростанціях країни. Паралельно він поступає на механіко-математичний факультет Харківського держуніверситету (ХДУ) і успішно його закінчує.

Ось це поєднання практики з фундаментальною математичною підготовкою надалі дуже допомогло Віталію Ісайовичу продуктивно і успішно працювати в галузі, вирішуючи найскладніші наукові проблеми газодинаміки турбін, які є основою ефективності та надійності турбоагрегатів. Йому і його науковому керівнику професору Г. А. Соколовському належить ідея розрахунку течії робочого тіла в проточній частині, додавши в неї ще одну складову – час, тобто вирішувати нестационарну задачу, що, незважаючи на ускладнення, дозволило розраховувати змішані течії в решітках турбомашин. Це була плідна ідея, відправна точка, яка дозволила багатьом учням професора В. І. Гнесіна захистити кандидатські та докторські дисертації з проблем нестационарної течії робочого тіла в проточних частинах потужних парових і газових турбін.

Віталій Ісайович Гнесін був міжнародно визнаним вченим. Його цінували і визнавали його заслуги в світовій науці турбінобудування. Він багато років

представляв Україну в оргкомітетах Європейської Конференції по Турбомашинам (ЕТС), яку регулярно з дворічним інтервалом організовують в Євросоюзі.

Працюючи в ІПМАШ ім. А. Підгорного, Віталій Ісайович плідно передавав свій досвід і знання молодому поколінню турбіністів, захоплено займаючись протягом багатьох років викладацькою діяльністю на посаді професора кафедри турбінобудування НТУ «ХП».

Це професору В. І. Гнесіну належить знаменитий вислів: «Турбіна – унікальний двигун, альтернативи якому немає і, в найближчому майбутньому, не передбачається».

Його чарівність, оптимізм, наукова ерудиція, доброзичливість яскраво виявлялися в опонуванні кандидатських і докторських дисертацій, в активній участі в роботі Спецради по їх захистам, в складі якого він багато років працював.

Колектив кафедри, наукова громадськість України зазнала тяжкої втрати. Втіхою може служити тільки розуміння того, що науковий внесок Віталія Ісайовича Гнесіна в світову науку, а значить, і в розвиток людського суспільства, буде затребуваний і служити ще довгі роки і десятиліття.

Ми висловлюємо глибоке співчуття рідним і близьким Віталія Ісайовича у зв'язку з непоправною втратою.

Від імені колективу кафедри
турбінобудування НТУ «ХП»

Анатолій Бойко

ФУНДАМЕНТАЛЬНІ
ДОСЛІДЖЕННЯ

FUNDAMENTALS

О. В. ПОТЕТЕНКО**УДОСКОНАЛЕННЯ ЛОПАТЕВИХ ГІДРОТУРБІН РАДІАЛЬНО-ДІАГОНАЛЬНОГО ТИПУ**

Потреба електроенергії на душу населення в усіх країнах, що розвиваються, безперервно зростає. При цьому зростає частка пікових навантажень доbowого регулювання в єдиній енергоелектричній системі. Покриття цих навантажень можливе єдиним раціональним способом за рахунок використання гідроенергетичних агрегатів, обладнаних маневреними (що швидко запускаються зі стану спокою), з широким діапазоном надійної експлуатації по витратах (потужностях) і напорах, гідротурбінами. Крім усього іншого, гідроенергетика є відновлюваною, найдешевшою і екологічно чистою системою вироблення електроенергії. У даній статті розглянуті питання та напрями підвищення енергокавітаційних і експлуатаційних показників гідротурбінного обладнання, призначеного для експлуатації на пікових навантаженнях при доbowому регулюванні. У роботі докладно проаналізовані напрями вдосконалення основних показників, що характеризують енергетичні і експлуатаційні переваги лопатевих гідротурбін радіально-діагонального типу на різних діапазонах експлуатаційних напорів. В результаті нових конструктивних рішень і удосконалення системи управління (регулювання), на які отримані патенти України на винаходи, істотно розширені експлуатаційні діапазони високоефективної й надійної роботи гідроагрегатів по напорах і витратах (потужностях), які дозволяють їм успішно функціонувати на змінних, пікових навантаженнях доbowого регулювання, захищаючи єдину енергоелектричну систему від «фрозвалу» частоти при несподіваних скидах або підвищеннях споживаного навантаження в електричній мережі. Вперше у світовій практиці гідротурбобудування розроблені високоефективні гідротурбіни радіально-діагонального типу на широкі діапазони напорів навіть до 600–800–1000 м. Представлена експлуатаційна характеристика гідротурбіни РОД 600-4,5 з діаметром робочого колеса $D_1 = 4,5$ м, одиничною потужністю 600 МВт, діапазоном експлуатаційних напорів $H = 430\text{--}730$ м і потужністю $N = 300\text{--}600$ МВт демонструє унікальні енергетичні й експлуатаційні показники (при ККД 89–94,5 %).

Ключові слова: енергоелектрична система, пікові навантаження, гідроенергетичний агрегат, радіально-діагональна гідротурбіна, енергокавітаційні показники, прогнозна характеристика.

О. В. ПОТЕТЕНКО**СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ЛОПАСТНЫХ ГИДРОТУРБИН РАДИАЛЬНО-ДИАГОНАЛЬНОГО ТИПА**

Потребность электроэнергии на душу населения во всех развивающихся странах непрерывно возрастает. При этом возрастает доля пиковых нагрузок суточного регулирования в единой энергоэлектрической системе. Покрытие этих нагрузок возможно единственным рациональным способом за счет использования гидроэнергетических агрегатов, оборудованных маневренными (быстро запускающимися с состояния покоя), с широким диапазоном надежной эксплуатации по расходам (мощностям) и напорам, гидротурбинами. Кроме всего прочего, гидроэнергетика является возобновляемой, самой дешевой и экологически чистой системой выработки электроэнергии. В данной статье рассмотрены вопросы и направления повышения энергокавитационных и эксплуатационных показателей гидротурбинного оборудования, предназначенного для эксплуатации на пиковых нагрузках при суточном регулировании. В работе подробно проанализированы направления совершенствования основных показателей, характеризующих энергетические и эксплуатационные преимущества лопастных гидротурбин радиально-диагонального типа на различные диапазоны эксплуатационных напоров. В результате новых конструктивных решений и совершенствования системы управления (регулирования), на которые получены патенты Украины на изобретения, существенно расширены эксплуатационные диапазоны высокоэффективной и надежной работы гидроагрегатов по напорам и расходам (мощностям), которые позволяют им успешно функционировать на переменных, пиковых нагрузках суточного регулирования, защищая единую энергоэлектрическую систему от «развала» частоты при неожиданных сбросах или повышениях потребляемой нагрузки в электрической сети. Впервые в мировой практике гидротурбостроения разработаны высокоэффективные гидротурбины радиально-диагонального типа на широкие диапазоны напоров вплоть до 600–800–1000 м. Представленная эксплуатационная характеристика гидротурбины РОД 600-4,5 с диаметром рабочего колеса $D_1 = 4,5$ м, единичной мощностью 600 МВт, диапазоном эксплуатационных напоров $H = 430\text{--}730$ м и мощностью $N = 300\text{--}600$ МВт демонстрирует уникальные энергетические и эксплуатационные показатели (при КПД 89–94,5 %).

Ключевые слова: энергоэлектрическая система, пиковые нагрузки, гидроэнергетический агрегат, радиально-диагональная гидротурбина, энергокавитационные показатели, прогнозная характеристика.

О. ПОТЕТЕНКО**PERFECTION OF BLADE HYDRAULIC TURBINES OF THE RADIAL-DIAGONAL TYPE**

The per capita demand for electricity in all developing countries is constantly increasing. At the same time, the share of peak loads of daily regulation in the unified energy-electric system increases. Coverage of these loads is possible in the only rational way through the use of hydropower units equipped with maneuverable (quickly starting from a standstill), with a wide range of reliable operation in terms of flow rates (power) and heads, hydraulic turbines. Among other things, hydropower is renewable, the cheapest and most environmentally friendly system for generating electricity. This article discusses the issues and directions of increasing the energy-cavitation and operational indicators of hydro-turbine equipment designed for operation at peak loads with daily regulation. The paper analyzes in detail the directions for improving the main indicators characterizing the energy and operational advantages of blade hydraulic turbines of the radial-diagonal type for various ranges of operating heads. As a result of new design solutions and improvement of the control (regulation) system, for which patents of Ukraine for inventions have been obtained, the operating ranges of highly efficient hydraulic turbines of the radial-diagonal type for wide pressure ranges up to 600–800–1000 m have been developed. Presented performance characteristics of the turbine ROD 600-4,5 with an impeller diameter of $D_1 = 4,5$ m, unit capacity of 600 MW, a range of operating heads of $H = 430\text{--}730$ m and a power of $N = 300\text{--}600$ MW demonstrates unique energy and operational indicators (with an efficiency of 89–94,5 %).

Keywords: power-electric system, peak loads, hydropower unit, radial-diagonal hydraulic turbine, energy-cavitation indicators, predictive characteristic.

Вступ. Споживання енергії на душу населення безперервно зростає і визначає рівень розвитку,

досягнутий в тій чи іншій державі.

В даний час основними джерелами виробництва

© О. В. Потетенко, 2021

електроенергії є органічні види палива (нафта, газ, кам'яне вугілля тощо), запаси ядерного палива для виробництва енергії, гідроенергетичні ресурси, вітроенергетика, сонячна енергетика та ін.

Основними джерелами енергії для наземного, повітряного і водного транспорту, для металургійної, хімічної та інших видів промисловості як і раніше є органічні види енергії. Однак, відомо, що ці види енергії не є поновлюваними і багато родовищ нафти і газу прилегли до промислових районів вичерпали свої запаси, а нові джерела доводиться використовувати на великих віддаленнях від споживачів. Великим недоліком споживання органічного палива є також шкідливі викиди в атмосферу при його згорянні.

До основних видів виробництва електроенергії необхідно віднести атомну енергетику, гідроенергетику та, так звану, «зелену електроенергетику» тобто вітроенергетику і сонячну електроенергетику. Ці види виробництва електроенергії є найбільш чистими, не виробляючими шкідливих викидів в атмосферу. Позитивним фактором також є те, що гідроенергетика та «зелена енергетика» є поновлюваними видами енергії.

Вартість виробництва одної кВт години електроенергії на атомних електростанціях в 3–5 разів дешевше, а на гідроелектростанціях в 7–10 разів дешевше, ніж на теплових електростанціях. До недоліків атомних електростанцій можна віднести, по-перше, те, що їх будівництво можливе в районах, віддалених від сейсмічної активності, а також те, що наслідки аварій на АЕС завдають величезний економічний і екологічний збиток. Для забезпечення умов безаварійної роботи агрегатів атомних електростанцій, як правило, передбачається постійне базове оптимальне навантаження з виключенням частих запусків і зупинок агрегатів.

Виробництво електроенергії за допомогою вітро- і сонячних агрегатів залежить від кліматичних умов і часу доби, а також ці агрегати займають досить великі площі. Вітроагрегати до того ж повинні розташовуватися, як і аеродроми на достатньому віддаленні від житлових масивів, оскільки при експлуатації вони випромінюють шкідливі для здоров'я ультразвукові коливання.

Потреба в електроенергії протягом доби в промислово розвинених країнах різко змінюється,

тобто існує так зване «базове» навантаження – постійне в денні й нічні часи і, так зване, «пікове» навантаження добового регулювання, зростаюче в ранкові години (особливо в зимовий період), в похмурі вечірні години і різко падаюче в темні нічні години.

Практика світового досвіду показує, що для покриття пікових навантажень добового регулювання можуть бути використані гідроагрегати, обладнані гідротурбінами на ГЕС, або насос-турбінами – на ГАЕС, завдяки своїй мобільності зміни режиму експлуатації.

Багато фахівців-гідроенергетиків розглядають енергію об'єму води перед дамбою гідроелектростанції як своєрідний акумулятор, що дозволяє швидко перетворити цю енергію в електричну.

При різкій зміні електричного навантаження в енергосистемі, що приводить до збільшення або зменшення частоти струму в мережі, необхідна швидка реакція для відновлення синхронної частоти, що оберігає електричну систему від так званого «розвалу частоти», наслідком якого можуть бути великі аварії в електронних системах управління. Тільки гідроагрегати завдяки своїй мобільності можуть швидко реагувати в цьому випадку, відновлюючи синхронну частоту в мережі, не дозволяючи великих відхилень.

У табл. 1 представлені основні показники маневреності електростанцій [1–3].

При великих змінах споживаного електронавантаження використовується так званий метод «групового регулювання», коли для вирівнювання споживаного і вироблюваного електронавантаження використовуються резервні гідроагрегати, що швидко запускаються зі стану повної зупинки або з функціонування в режимі синхронного компенсатора, або швидко зупиняються.

Найчастіше для поступової зміни споживаного навантаження роботу гідроагрегатів переводять в режим відмінний від оптимального, але з досить високими вимогами до енергокавітаційних й інших експлуатаційних показників. На рис. 1 представлений вплив гідроенергетичних об'єктів на навколишнє середовище.

З екологічної та економічної точки зору, при

Таблиця 1 – Маневрені властивості основних типів електростанцій

Тип електростанцій	Технічний мінімум навантаження у % (відношення мінімально допустимої потужності до встановленої)	Діапазон регулювання, у %	Час виходу на повну потужність, у хвилинали	
			Після зупинки	З «гарячого» режиму
АЕС	85–90	10–15	390–660	60
ТЕС (вугілля, мазут)	70–80	20–30	90–180	20–50
Газотурбінні	0	100	15–30	0,5
Гідроелектростанції (ГЕС)	0	100	1–2	0,25–0,5
Гідроакumuлюючі електростанції (ГАЕС)	0	200	1–2	0,25–0,5

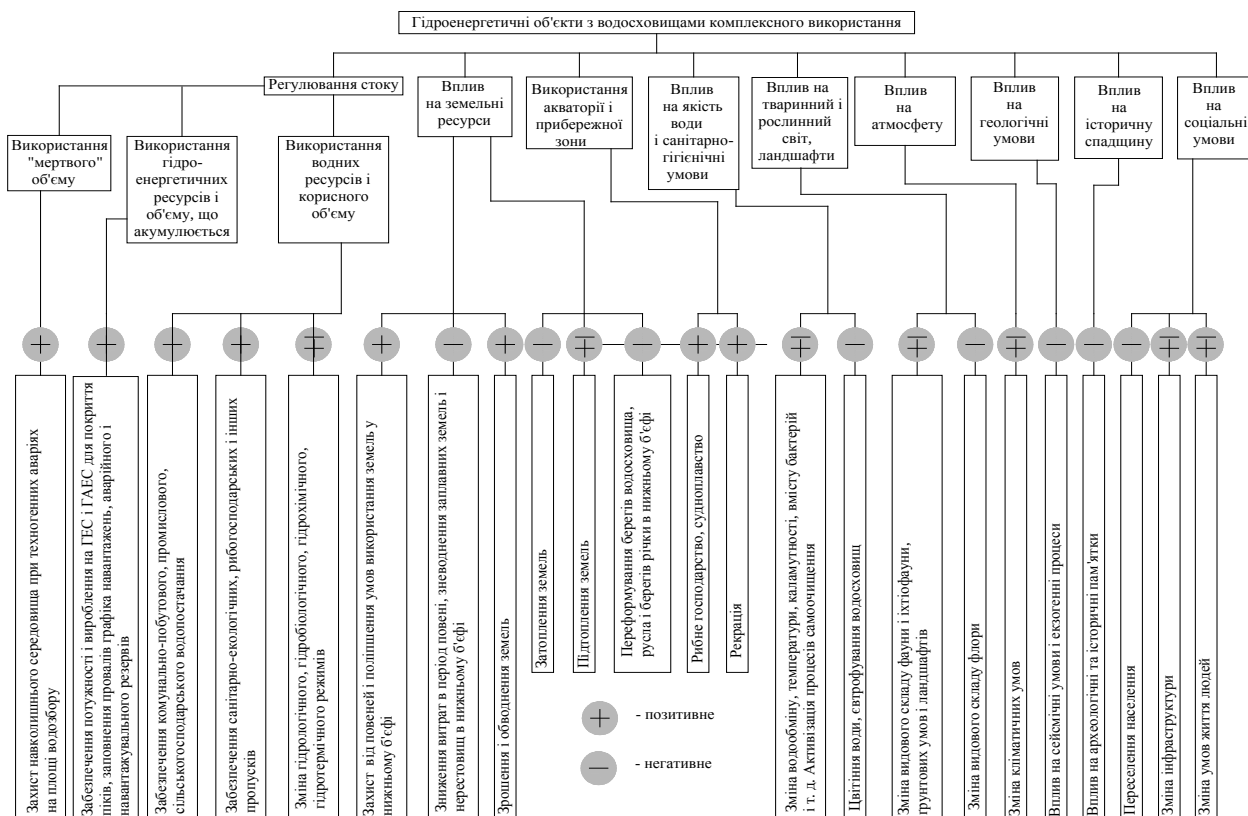


Рис. 1. Вплив гідроенергетичних об'єктів на навколишнє середовище

комплексному вирішенні ряду задач, поряд з виробництвом електроенергії, вирішуються такі завдання як захист від паводків і повеней, раціональне зрошення полів й ін. Гідроелектростанції, як і атомні електростанції, з серйозним протиаварійним захистом, є найбільш чистими (без будь-яких шкідливих викидів) виробниками електричної енергії.

Удосконалення основних показників, що характеризують перевагу лопатевих гідротурбін радіально-осьового типу. Як відомо, основне призначення органів, що підводять потік до робочого колеса гідротурбіни, таких як спіральна камера, канали, утворені колонами статора і лопатками напрямного апарата, полягає в наступному:

1. Рівномірне по окружності і по висоті лопаток напрямного апарата підведення потоку до робочого колеса гідротурбіни з мінімальними втратами.

2. Формування в підвідних органах гідротурбіни з мінімальними втратами моменту кількості руху потоку, що підводиться до робочого колеса для оптимальної роботи гідротурбіни.

Якщо позначити середньоінтегральне значення моменту кількості руху потоку, що проходить в одиницю часу через вхідний переріз перед робочим колесом, як $M_1 = \rho Q(\overline{rV_u})_1$, а через вихідний переріз,

як $M_2 = \rho Q(\overline{rV_u})_2$, то різниця $M_1 - M_2$ дорівнює, з урахуванням втрат моменту кількості руху на тертя і об'ємні протікання, $M_{кр} = M_1 - M_2 - \Delta M_{втр}$ моменту кількості руху, передаваного через лопатеві системи робочого колеса на вал гідроагрегата, тобто дорівнює

крутному моменту $M_{кр}$. Якщо застосувати для розгляду цього процесу закон збереження моменту кількості руху (або його інтегральну форму у вигляді рівняння балансу моменту кількості руху), то можна отримати відоме рівняння Ейлера для гідротурбіни:

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

Звичайно на оптимальному режимі роботи гідротурбіни момент кількості руху потоку за робочим колесом передбачається рівним нулю, тобто передбачаються мінімальні циркуляційні втрати (або втрати моменту кількості руху) з потоком, що залишає робоче колесо.

Відомо також, що потужність, що передається потоком на вал гідроагрегата, буде дорівнювати $N_{кр} = \omega \cdot M_{кр}$, де ω – частота обертання ротора гідроагрегата.

Тобто момент кількості руху $M_2 = \rho Q(\overline{rV_u})_2$, не переданий потоком робочого колеса внаслідок так званих циркуляційних втрат, істотно збільшує сумарні втрати енергії в гідротурбінах, обладнаних жорстколопатевими радіально-осьовими або пропелерними робочими колесами.

Враховуючи, що гідротурбіни експлуатуються, в основному, на змінних навантаженнях, пов'язаних з покриттям пікових навантажень добового регулювання єдиної електроенергетичної системи, цей недолік суттєво знижує можливості радіально-осьових гідротурбін, що обумовлює застосування нових

гідротурбін радіально-діагонального, діагонально-осьового та інших типів [4–20].

Не слід також забувати, що для формування потоку в підвідних органах, робочому колесі і відвідних органах необхідно забезпечити стикування потоків в окремо взятих каналах в перерізах, які відділяють один канал від іншого, яке гарантує мінімальні втрати на основі не тільки забезпечення енергетичного балансу рідини, що рухається (закону збереження кількості руху), але і на основі балансу моментів кількості руху перед і за перерізом стикування, що практично досі не виконувалося. Нові сучасні типи гідротурбін, розроблені на кафедрі (радіально-діагональні, діагонально-осьові та ін.), за рахунок «комбінаторної» залежності в системі регулювання оптимально вирішують цю задачу.

Застосування соплових конфузюрних каналів, розташованих по кільцю перед радіально-діагональним робочим колесом, дозволяє створювати 85–90 % і більше величини моменту кількості руху, необхідного для забезпечення оптимальної роботи гідротурбіни на напори 600 і вище (навіть до 800–1000 м).

Численні комплексні експериментальні дослідження, проведені на гідротурбінному стенді кафедри «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури» показали, що навіть на оптимальному режимі, коли

$$M_2 = \rho Q (\overline{rV_u})_2 \approx 0 \quad \text{і} \quad \rho Q (\overline{rV_u})_1 = (\rho Q) \frac{\eta_r g H}{\omega}, \quad \text{у}$$

випадку високонапірних ($H = 400\text{--}500$ метрів і вище) гідротурбін, моменти досягали чималих величин й викликали в криволінійних каналах спіральної камери та інших підвідних органах значні інерційні (відцентрові) сили.

Ці сили викликали в потоці значні величини $\text{grad} \vec{V}$ і, аналогічно руху рідини в трубопроводі круглого поперечного перерізу в місці повороту трубопроводу, формували великомасштабні вихрові структури типу «парного вихору» ($\text{rot} \vec{V} \parallel \vec{V}$), тобто великомасштабні вихрові структури гвинтового вихорового руху рідини.

Комплексні експериментальні дослідження структури потоку в підвідних органах гідротурбін РО 400 і РО 500 за допомогою кульових зондів показали на різних (більше 25) режимах роботи гідротурбіни, що охоплюють всю універсальну характеристику (РО 400 і РО 500), величезну деформацію рухомої рідини під впливом «парного вихору», що утворився в спіральній камері.

Це приводить до втрат енергії порядку 3–4,5 % тільки в каналах, що підводять потік до робочого колеса, і додатково, на величину 1–2 %, – до втрат енергії в каналах робочого колеса.

При напорах, що перевищують 500 м, втрати енергії в підвідних органах гідротурбіни і в міжлопатевих каналах робочих коліс різко зростають, структура потоку в цих каналах є нестационарною, нестійкою, в потоці виникають великомасштабні пульсації тиску, що призводять до небезпечних за

величиною вібрацій поверхонь, обтічних потоком.

Єдиним прогресивним напрямом для вдосконалення проточної частини гідротурбіни з метою її застосування на напори понад 500 м навіть до 800–1000 м є заміна ролі спіральної камери як основного елемента, що створює необхідний для оптимальної роботи гідротурбіни момент кількості руху перед робочим колесом, просторим спіральним підвідним органом, який закінчується розташованими по кільцю спеціально спроектованими конфузюрними сопловими апаратами, що формують момент кількості руху перед робочим колесом, з максимально рівномірним підведенням потоку до робочого колеса з мінімальними втратами на тертя, в тому числі і за рахунок формування у пристінковій зоні поверхонь соплових апаратів ламінарного пограничного шару.

Удосконалення основних показників, що характеризують переваги радіально-діагональних гідротурбін, обумовлені новими конструктивними рішеннями, на які отримані понад 20 патентів України.

На рис. 2 представлений розріз високонапірної радіально-діагональної гідротурбіни на напори 600 м навіть до 800–1000 м.

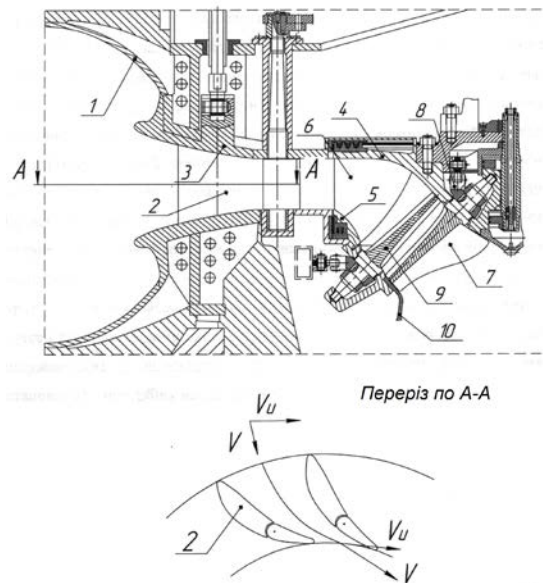


Рис. 2. Високонапірна радіально-діагональна гідротурбіна

Високонапірна гідротурбіна складається зі спіральної камери 1 з просторими поперечними перерізами, швидкість підвідного потоку в яких зменшена в 1,5–3 рази; соплових апаратів 2 з поворотними вихідними кромками, що здійснюють регулювання витрати і формують спільно з верхньою поверхнею каналів-сопел, що переміщається, необхідний для оптимальної роботи гідротурбіни момент кількості руху; кільцевого затвора 3, який також грає роль додаткового регулюючого витрату органу; робочого колеса, що складається з втулки 4, нижнього обода 5, встановлених між ними жорстко закріплених лопатей радіально-осьового типу 6; поворотних лопатей діагонального типу 7; механізму повороту лопатей 8; лопаток, проміжного між

лопатями радіального і діагонального типу напрямного апарата 9, які створюють додатковий момент кількості руху потоку перед діагональною лопатевою системою; відсмоктуючої труби 10.

Додатковий момент кількості руху, що створюється в соплових каналах проміжного напрямного апарата, дозволяє найбільш ефективно здійснювати робочий процес гідротурбіни на надвисоких напорах 800–1000 м і найбільш ефективно використовувати цю ж конструкцію в насос-турбінах для гідроакумулюючих ГЕС.

Система комбінаторної залежності складається з чотирьох регулюючих елементів: поворотних вихідних кромek соплових апаратів, верхній поверхні сопел, що переміщається, поворотних лопаток проміжного напрямного апарата і лопатей робочого колеса діагонального типу, які розвертаються в процесі регулювання. Чотирьохелементна система комбінаторної залежності дозволяє розширити діапазон надійної роботи гідротурбіни з високими енергокавітаційними показниками по витраті (потужності) і напору, в 1,5–2 рази підвищити одиничну потужність при тих же розмірах робочого колеса, підвищити середньоексплуатаційний ККД на 2–5 %, більш ефективно використовувати при роботі на пікових навантаженнях добового регулювання і при розробці насос-турбін для гідроакумулюючих ГЕС.

У багатоелементній системі управління робочим процесом (системі регулювання), що складається з чотирьох регульованих елементів, для спрощення можна відмовитися від переміщення верхньої поверхні сопел або від проміжного напрямного апарата діагонального типу 9. При цьому треба враховувати, що верхня поверхня сопел, яка переміщається, є не тільки одним з регулюючих потік органів, але і запірним органом гідротурбіни, а система діагонально розташованих лопаток проміжного напрямного апарата 9 грає не тільки роль стикування потоків, які покидають радіально-осьову лопатеву систему, з потоками в діагональній лопатевій системі радіально-діагонального робочого колеса по балансу кількості руху (імпульсу) потоку і також по балансу моменту кількості руху (моменту імпульсу), а й роль формування додаткового моменту кількості руху рідини, необхідного для оптимальної роботи діагональної лопатевої системи 7.

У повному комплекті все елементи проточної частини і системи управління робочим процесом виконують такі основні функції:

1. Верхня поверхня каналів-сопел, що переміщується, 3 спільно з вихідними поворотними елементами конфузюрних каналів соплових апаратів 2 відіграє основну роль в системі підтримки синхронної частоти електричного струму в єдиній енергетичній системі. Причому, при збільшенні споживаної електроенергії з мережі, тобто при швидкому підключенні до мережі єдиної електроенергетичної системи ряду потужних споживачів, як результат, спостерігається швидке падіння частоти струму в мережі. Для підтримки (відновлення) синхронної

частоти електричного струму застосовується так звана система «групового регулювання гідроагрегатів», яка полягає в тому, що ряд гідроагрегатів, що знаходяться в резерві, швидко запускаються на повну потужність, або, якщо немає таких резервних (непрацюючих) гідроагрегатів, то основну масу перекладають на режим експлуатації з підвищеними потужностями, тобто витратами води через турбіну. При цьому режимі експлуатації гідроагрегатів ККД кожної гідротурбіни дещо менше, ніж ККД оптимального режиму, нестаціонарність потоку дещо вище, параметри, що забезпечують надійність гідроагрегата, дещо нижче і т. д. Нові конструктивні рішення, на які отримані патенти України 139833, 139835–139841, 141343, в тому числі і у вигляді радіально-діагональної гідротурбіни, дозволяють максимально можливо розширити зону надійної і високоефективної експлуатації гідротурбіни.

2. Як відомо, гідротурбіни, обладнані жорстколопатевими робочими колесами (радіально-осьове і пропелерне), мають істотний недолік, що полягає в тому, що на режимах експлуатації, відмінних від оптимального, у них спостерігається різке зростання так званих циркуляційних втрат, які занижують діапазон експлуатаційних режимів з високими енергокавітаційними характеристиками (за витратами й напорами), і різко знижують діапазон надійної (безаварійної експлуатації). Поворотно-лопатеві гідротурбіни в більшій мірі позбавлені цього недоліку. Однак з метою зменшення циркуляційних втрат лопаті поворотно-лопатевих гідротурбін встановлюються на кутах розвороту, при яких збільшуються втрати при обтіканні вхідних елементів лопатей поворотно-лопатевих гідротурбін. Цього недоліку позбавлені радіально-діагональні гідротурбіни, зображені на рис. 2.

Чотирьохелементна система комбінаторної залежності в системі регулювання радіально-діагональної гідротурбіни дозволяє максимально узгодити потоки в різних елементах проточної частини гідротурбін, зменшивши до мінімуму втрати енергії і максимально знизивши нестаціонарність руху рідини на різних режимах експлуатації, включаючи досить віддалені від оптимального.

Удосконалення основних показників, що характеризують переваги радіально-діагональних гідротурбін, за допомогою вдосконалення енергокавітаційних та інших експлуатаційних показників, підтверджених параметрами на універсальних і експлуатаційних характеристиках. Як відомо, основними «документами», що характеризують якість, включаючи кавітаційні й інші експлуатаційні показники гідротурбіни, є універсальні і експлуатаційні характеристики, які дозволяють визначити і обмежити зону високоефективної і надійної експлуатації, встановити комбінаторну залежність між елементами, що здійснюють процес регулювання гідротурбіни, що забезпечує мінімальні втрати енергії, високу надійність експлуатації гідротурбіни на базових (стандартних режимах), змінних режимах при покритті пікових навантажень

добового регулювання, пуско-зупиночних режимах, режимах «синхронного компенсатора».

На рис. 3 і 4 представлені прогнозні універсальні характеристики радіально-діагональних гідротурбін на напори 600 і 700 м.

На рис. 5 зображена універсальна характеристика гідротурбіни РО 500/3502-В-80 № 2515 ХТЗ.

Проаналізуємо основні показники гідротурбін на основі універсальних характеристик (рис. 3, 4, 5).

Радіально-осьова гідротурбіна РО 500 має:

$\eta_{\max} = 90,7\%$ при $n'_{I \text{ опт}} = 67,5 \text{ хв}^{-1}$; $Q'_{I \text{ опт}} = 227 \text{ л/с}$.

Діапазон надійної експлуатації характеризується:

при $n'_{I \text{ max}} = 75 \text{ хв}^{-1}$; $Q'_{I \text{ min}} = 160 \text{ л/с}$;

$Q'_{I \text{ опт}} = 227 \text{ л/с}$; $Q'_{I \text{ max}} = 280 \text{ л/с}$;

при $n'_{I \text{ опт}} = 67,5 \text{ хв}^{-1}$; $Q'_{I \text{ min}} = 160 \text{ л/с}$;

$Q'_{I \text{ опт}} = 227 \text{ л/с}$; $Q'_{I \text{ max}} = 280 \text{ л/с}$;

при $n'_{I \text{ min}} = 45 \text{ хв}^{-1}$; $Q'_{I \text{ min}} = 160 \text{ л/с}$;
 $Q'_{I \text{ опт}} = 227 \text{ л/с}$; $Q'_{I \text{ max}} = 280 \text{ л/с}$.

Діапазон експлуатації по оборотах (напорах) характеризується:

при $Q'_{I \text{ опт}} = 227 \text{ л/с}$; $n'_{I \text{ max}} = 75 \text{ хв}^{-1}$;
 $n'_{I \text{ опт}} = 67,5 \text{ хв}^{-1}$; $n'_{I \text{ min}} = 45 \text{ хв}^{-1}$.

Радіально-діагональна гідротурбіна РОД 600 (рис. 3) має:

$\eta_{\max} = 92,5\%$ при $n'_{I \text{ опт}} = 55 \text{ хв}^{-1}$; $Q'_{I \text{ опт}} = 210 \text{ л/с}$.

Діапазон надійної експлуатації характеризується:

при $n'_{I \text{ max}} = 67 \text{ хв}^{-1}$; $Q'_{I \text{ min}} = 120 \text{ л/с}$;

$Q'_{I \text{ опт}} = 210 \text{ л/с}$; $Q'_{I \text{ max}} = 310 \text{ л/с}$;

при $n'_{I \text{ max}} = 55 \text{ хв}^{-1}$; $Q'_{I \text{ min}} = 120 \text{ л/с}$;

$Q'_{I \text{ опт}} = 210 \text{ л/с}$; $Q'_{I \text{ max}} = 310 \text{ л/с}$;

при $n'_{I \text{ max}} = 45 \text{ хв}^{-1}$; $Q'_{I \text{ min}} = 140 \text{ л/с}$;

$Q'_{I \text{ опт}} = 210 \text{ л/с}$; $Q'_{I \text{ max}} = 300 \text{ л/с}$.

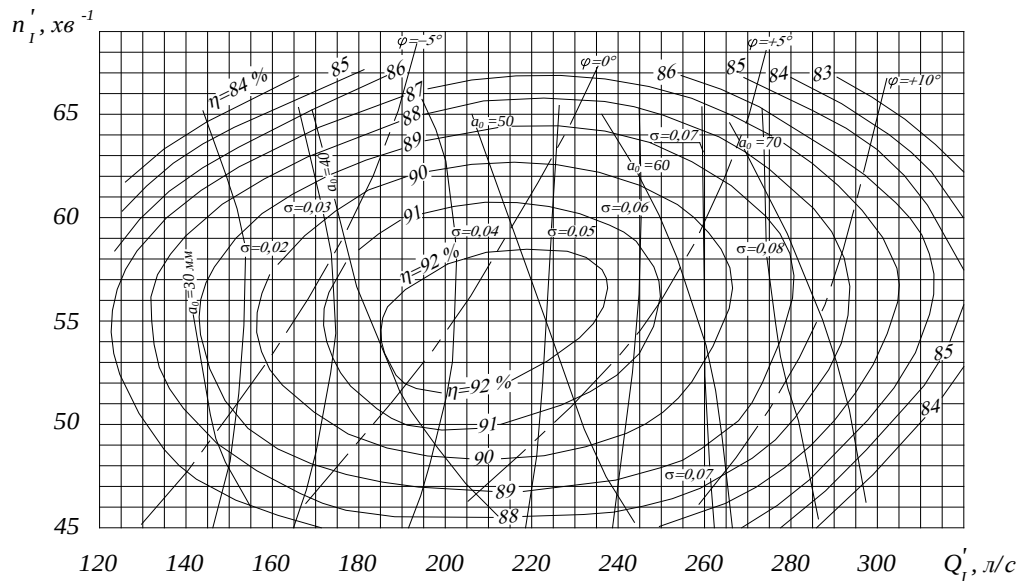


Рис. 3. Прогнозна універсальна характеристика РОД 600; $D_1^{(D)} = 0,73 \text{ м}$

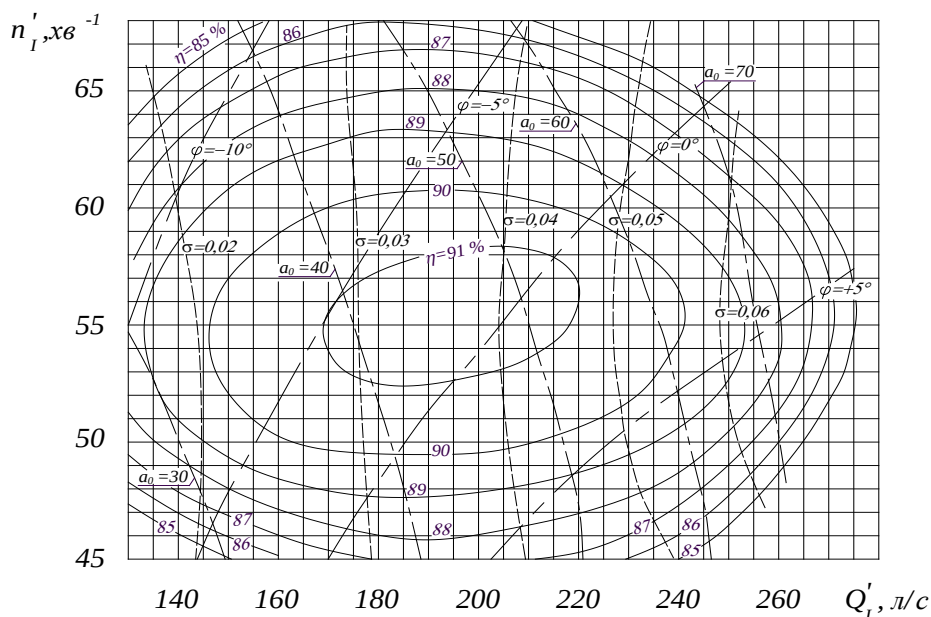


Рис. 4. Прогнозна універсальна характеристика РОД 700; $D_1^{(D)} = 0,74 \text{ м}$

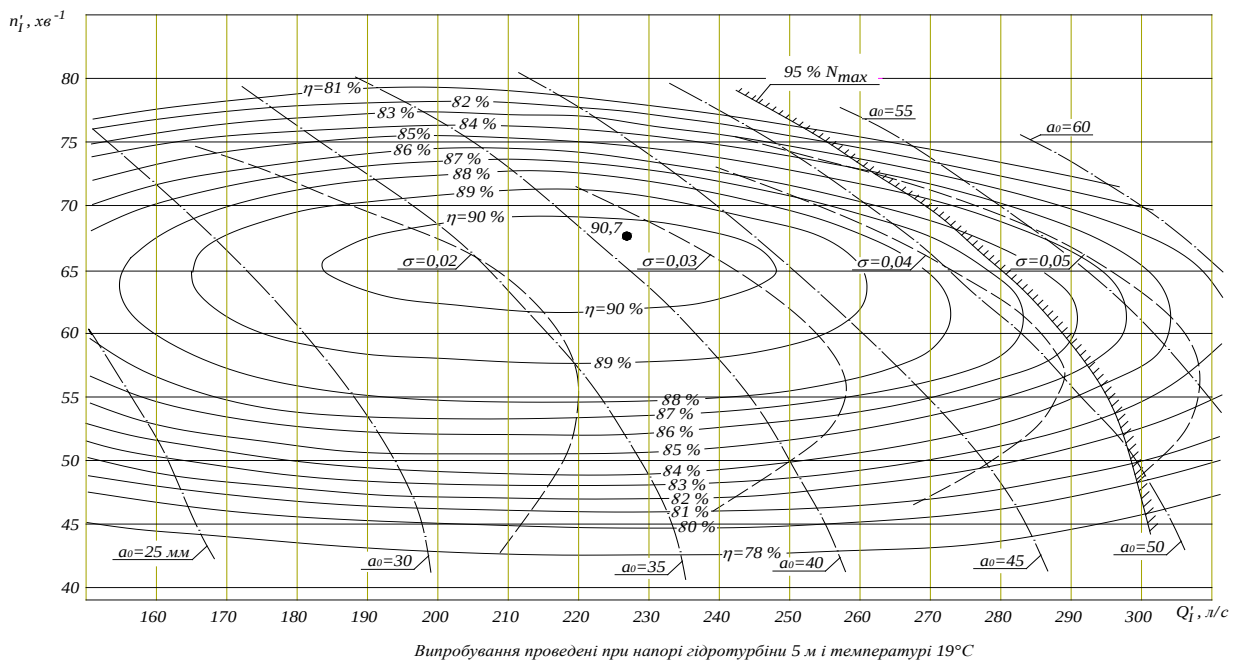


Рис. 5. Універсальна характеристика гідротурбіни РО 500/3502-B-80

Діапазон експлуатації по оборотах (напорах) характеризується:

при $Q'_{\text{лопт}} = 210$ л/с: $n'_{I \text{ max}} = 67$ хв⁻¹; $n'_{\text{лопт}} = 55$ хв⁻¹;
 $n'_{I \text{ min}} = 45$ хв⁻¹.

Порівняння показників пропускної здатності підтверджує припущення, що при переході від гідротурбіни РО 500 (на напір 500 м) вона не тільки не зменшується, а й дещо збільшується при переході на застосування гідротурбіни РОД 600 при збільшенні ККД мінімум на 2 %.

Радіально-діагональна гідротурбіна РОД 700 (рис. 4) має: $\eta_{\text{max}} = 91,5$ % при $n'_{\text{лопт}} = 55$ хв⁻¹; $Q'_{\text{лопт}} = 210$ л/с.

Діапазон надійної експлуатації характеризується:

при $n'_{I \text{ max}} = 67$ хв⁻¹: $Q'_{I \text{ min}} = 120$ л/с;
 $Q'_{\text{лопт}} = 195$ л/с; $Q'_{I \text{ max}} = 250$ л/с;
 при $n'_{\text{лопт}} = 55$ хв⁻¹: $Q'_{I \text{ min}} = 120$ л/с;
 $Q'_{\text{лопт}} = 195$ л/с; $Q'_{I \text{ max}} = 270$ л/с;
 при $n'_{I \text{ min}} = 45$ хв⁻¹: $Q'_{I \text{ min}} = 120$ л/с;
 $Q'_{\text{лопт}} = 195$ л/с; $Q'_{I \text{ max}} = 250$ л/с.

Діапазон експлуатації по оборотах (напорах) характеризується:

при $Q'_{\text{лопт}} = 195$ л/с: $n'_{I \text{ max}} = 67$ хв⁻¹; $n'_{\text{лопт}} = 55$ хв⁻¹;
 $n'_{I \text{ min}} = 45$ хв⁻¹.

Ми бачимо, що пропускна здатність і діапазон високоефективної експлуатації за витратами (потужностями) і оборотами (напорами) досить великий у порівнянні з застосуванням на ці напори радіально-осьових або ковшових гідротурбін.

На рис. 6 зображена експлуатаційна характеристика радіально-діагональної гідротурбіни РОД 600-B-450, побудована на основі універсальної характеристики РОД-600 (рис. 3) для діаметра робочого колеса $D_1 = 4,5$ м.

Вперше у світовій практиці гідротурбінобудування розроблена гідротурбіна з робочим колесом радіально-діагонального типу на

напори 600–700 м і навіть до 800–1000 м з унікальними характеристиками і високим ступенем надійності при експлуатації на пікових навантаженнях добового регулювання.

Аналізуючи основні показники, що характеризують експлуатаційні якості гідротурбіни РОД 600-B-450 (рис. 6) слід зазначити:

1. Рекордно широкий діапазон надійних режимів експлуатації при зміні напорів від $H_{\text{min}} = 430$ м до $H_{\text{max}} = 740$ м при коефіцієнті корисної дії $\eta_{\text{max}} = 94,5$ % до $\eta_{\text{min}} = 89$ %, тобто при досить високих показниках.

2. Рекордно широкий діапазон надійних режимів експлуатації при зміні потужності від $N_{\text{min}} = 400$ МВт до $N_{\text{max}} = 600$ МВт при коефіцієнті корисної дії в діапазоні 89–94,5 %.

Висновки. На основі нових конструктивних рішень і вдосконалення робочого процесу, що дозволило знизити практично до нуля циркуляційні втрати енергії з потоком, який залишає лопатеву систему робочого колеса, у всьому діапазоні експлуатаційних режимів, а також знизити втрати на вході в лопатеві системи радіально-осьового та діагонального типу, вдалося розробити комплекс гідротурбін радіально-діагонального типу на різні діапазони напорів з високими енергетичними і експлуатаційними показниками.

Вперше в світовій практиці гідротурбінобудування розроблені високоефективні радіально-діагональні гідротурбіни на високі і надвисокі напори навіть до 800–1000 м.

Список літератури

1. Солодов В. Г. *Применение пакета прикладных программ ANSYS в расчетах элементов гидравлических машин*. Харьков: НТУ «ХПИ», 2018. 196 с.
2. Потетенко О. В., Дранковский В. Э., Гришин А. М., Крупа Е. С., Гулахмадов А. А. Анализ потерь энергии в высоконапорных радиально-осевых гидротурбинах обусловленных характерными

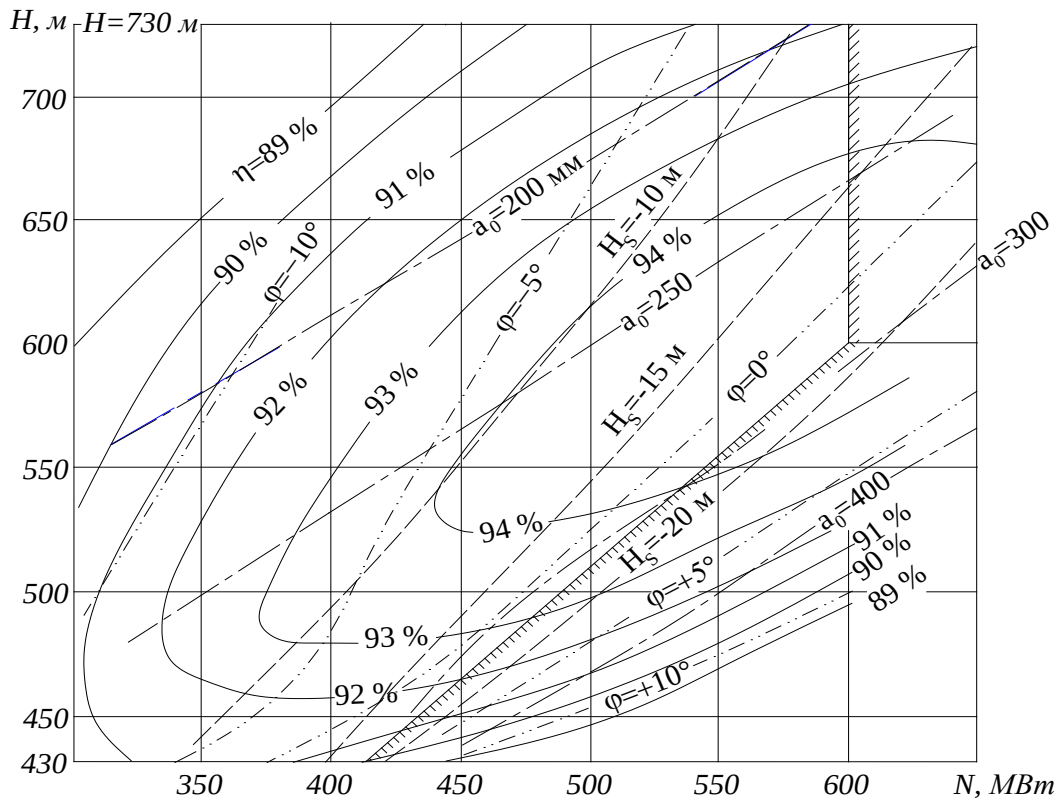


Рис. 6. Експлуатаційна характеристика радіально-діагональної гідротурбіни РОД 600-В-450; $N = 600$ МВт; $n = 300$ хв⁻¹; $D_1 = 4,5$ м

- особенностями структуры потока в проточной части. *Вестник Нац. техн. ун-та «ХПИ»: сб. науч. тр. Темат. вып.: Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование*. Харьков: НТУ «ХПИ». 2012. № 7. С. 151–159.
- Мигущенко Р. П., Черкашенко М. В., Потетенко О. В., Гасюк А. И., Дорошенко А. В., Cherkashenko A. Системы управления гидротурбин. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv: NTU "KhPI". 2019. No. 1. P. 84–97.
 - Русанов А. В., Гнесін В. І. *Науково-технічні основи моделювання і проектування проточних частин енергетичних турбоустановок*. Харків: Пімаш, 2019. 386 с.
 - Губарев О. П., Левченко О. В. Дослідження енергетичного балансу системи з нерегульованим насосом та клапаном різниці тисків. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv: NTU "KhPI". 2017. No. 42. P. 21–27.
 - Потетенко О. В., Гришин А. М., Радченко Л. Р., Яковлева Л. К., Крупа Е. С., Вахрушева О. С., Гулахмадов А. А. Рабочий процесс радиально-диагональной гидротурбины (РОД). Методика построения прогнозной универсальной характеристики. *Вестник Нац. техн. ун-та «ХПИ»: сб. науч. тр. Темат. вып.: Новые решения в современных технологиях*. Харьков: НТУ «ХПИ». 2012. № 33. С. 109–119.
 - Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. / ed. Cherkashenko M. V. Kharkiv: NTU "KhPI". 2018. No. 46 (1322). 83 p.
 - Sokol Ye., Cherkashenko M. *Synthesis of control schemes for hydroficated automation objects*. GmbH & Co, 2018. 214 p.
 - Sokol Ye., Cherkashenko M. *Synthesis of control schemes of drives system*. Kharkiv: NTU "KhPI", 2018. 120 p.
 - Линник А. В., Хаитов В. Д. Современный уровень и основные направления развития гидротурбостроения в Украине. *Проблемы машиностроения*. 2010. Т. 13, № 1. С. 11–18.
 - Веремеев И. С. Полвека поиска и созидания – итоги и перспективы развития отечественного гидротурбостроения. *Проблемы машиностроения*. 2003. Т. 6, № 2. С. 4–25.
 - Ландау Ю. А. Основные тенденции развития гидроэнергетики Украины. *Научные работы*. Харьков. 2014. Т. 53, вып. 40. С. 82–86.
 - Сухоребрий П. Н. Расчет спиральных камер радиально-осевых обратимых гидромашин. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv: NTU "KhPI", 2001. Iss. 129, part 1.1. P. 79–89.
 - Nicolet C., Alligne S., Kawkabani B. Unstable operation of Francis Pump-Turbine at runaway: Rigid and elastic water column oscillation modes. *Journal of Fluid Machinery and Systems*. 2009. Vol. 2, no. 4. P. 324–333.
 - Brekke H. *Hydraulic Turbines Design, Erection and Operation*. Endringsdato: Norway, 2000. 317 p.
 - Топаж Г. И. *Лопастные гидромашини и гидродинамические передачи. Основы рабочего процесса гидротурбин*. Санкт-Петербург: Изд-во Политехн. Университет, 2011. 154 с.
 - Линник А. В., Рябов А. В. Экспериментальный стенд ПАО «Турбоатом» для физического моделирования гидродинамических процессов в проточных частях моделей поворотно-лопастных гидротурбин. *Проблемы машиностроения*. 2014. Т. 14, № 3. С. 11–18.
 - Rusanov A. Designing and updating the flow part of axial and radial-axial turbines through mathematical modeling. *Central European Journal of engineering*. 2015. Vol. 5. P. 399–410.
 - Masami Harano, Kiyohito Tani, Nomoto Satoru. Practical application of high-performance Francis-turbine runner fitted with splitter blades at Ontake and Shikurobegawa No. 3 power station of the Kansai electric power Co., inc. *Hitachi Review*. 2006. Vol. 55, № 3. P. 109–113.
 - Миронов К. А. Проектирование рабочих колес радиально-осевой высоконапорной гидротурбины на параметры ГЭС Каменг. *Вестник Нац. техн. ун-та «ХПИ»: сб. науч. тр. Темат. вып.: Технологии в машиностроении*. Харьков: НТУ «ХПИ». 2010. № 24. С. 69–76.

References (transliterated)

- Solodov V. G. *Primenenie paketa prikladnykh programm ANSYS v raschetakh elementov gidravlicheskih mashin* [Application of the ANSYS software package in the calculation of elements of hydraulic machines]. Kharkov, NTU "KhPI" Publ., 2018. 196 p.
- Potetenko O. V., Drankovskiy V. E., Grishin A. M., Krupa E. S., Gulakhmadvov A. A. *Analiz poter' energii v vysokonapornykh*

- radial'no-osevykh gidroturbinakh obuslovlennykh kharakternymi osobennostyami struktury potoka v protochnoy chasti [Analysis of energy losses in high-pressure radial-axial hydraulic turbines due to the characteristic features of the flow structure in the flow path]. *Vestnik Nats. tekhn. un-ta "KhPI": sb. nauch. tr. Temat. vyp.: Energeticheskie i teplotekhnicheskie protsessy i oborudovanie* [Bulletin of the National Technical University "KhPI": a collection of scientific papers. Thematic issue: Energy and heat engineering processes and equipment]. Kharkov, NTU "KhPI" Publ., 2012, no. 7, pp. 151–159.
3. Migushchenko R. P., Cherkashenko M. V., Potetenko O. V., Gasyuk A. I., Doroshenko A. V., Cherkashenko A. Sistemy upravleniya gidroturbin [Hydraulic turbine control systems]. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2019, no. 1, pp. 84–97.
 4. Rusanov A. V., Hnyesin V. I. *Naukovo-tekhnicni osnovy modelyuvannya i proektuvannya protochnykh chastyn enerhetychnykh turboustanovok* [Scientific and technical bases of modeling and designing of flowing parts of power turbo installations]. Kharkiv, Ipmash Publ., 2019. 386 p.
 5. Hubarev O. P., Levchenko O. V. Doslidzhennya enerhetychnoho balansu systemy z neregulovanyim nasosom ta klapanom riznytsi tyskiv [Investigation of the energy balance of a system with an unregulated pump and a pressure difference valve]. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv: NTU "KhPI" Publ., 2017, no. 42, pp. 21–27.
 6. Potetenko O. V., Grishin A. M., Radchenko L. R., Yakovleva L. K., Krupa E. S., Vakhrusheva O. S., Gulakhmadov A. A. Rabochiy protsess radial'no-diagonal'noy gidroturbiny (ROD). Metodika postroyeniya prognoznoy universal'noy kharakteristiki [The working process of a radial-diagonal hydraulic turbine (ROD). Method for constructing a predictive universal characteristic]. *Vestnik Nats. tekhn. un-ta "KhPI": sb. nauch. tr. Temat. vyp.: Nove resheniya v sovremennykh tekhnologiyakh* [Bulletin of the National Technical University "KhPI": a collection of scientific papers. Thematic issue: New solutions in modern technologies]. Kharkov, NTU "KhPI" Publ., 2012, no. 33, pp. 109–119.
 7. Cherkashenko M. V., ed. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2018, no. 46 (1322), 83 p.
 8. Sokol Ye., Cherkashenko M. *Synthesis of control schemes for hydroficated automation objects*. GmbH & Co, 2018. 214 p.
 9. Sokol Ye., Cherkashenko M. *Synthesis of control schemes of drives system*. Kharkiv: NTU "KhPI" Publ., 2018. 120 p.
 10. Linnik A. V., Khaitov V. D. Sovremennyy uroven' i osnovnyye napravleniya razvitiya gidroturbostroyeniya v Ukraine [The current level and main directions of development of hydroturbation in Ukraine]. *Problemy mashinostroyeniya*. 2010, vol. 13, no 1, pp. 11–18.
 11. Veremeenko I. S. Polveka poiska i sozidaniya – itogi i perspektivy razvitiya otechestvennogo gidroturbostroyeniya [Half a century of search and creation – the results and prospects of development of the domestic hydro-turbine]. *Problemy Mashinostroyeniya*. 2003, vol. 6, no. 2, pp. 4–25.
 12. Landau Yu. A. Osnovnye tendentsii razvitiya gidroenergetiki Ukrainy [The main trends in the development of hydropower in Ukraine]. *Nauchnye raboty*. Kharkov, 2014, vol. 53, iss. 40, pp. 82–86.
 13. Sukhorebryy P. N. Raschet spiral'nykh kamer radial'no-osevykh obratimnykh gidromashin [Calculation of spiral chambers radial-axial reversible hydraulic machines]. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2001, issue 129, part 1.1, pp. 79–89.
 14. Nicolet C., Alligne S., Kawkabani B. Unstable operation of Francis Pump-Turbine at runaway: Rigid and elastic water column oscillation modes. *Journal of Fluid Machinery and Systems*. 2009, vol. 2, no. 4, pp. 324–333.
 15. Brekke H. *Hydraulic Turbines Design, Erection and Operation*. Endringsdato, Norway, 2000. 317 p.
 16. Topazh G. I. *Lopastnye gidromashiny i gidrodinamicheskie peredachi. Osnovy rabochego protsessa gidroturbin* [Vane hydraulic machines and hydrodynamic transmission. Basics of the workflow hydroturbines]. Sankt-Peterburg, Politehn. Universitet. Publ., 2011. 154 p.
 17. Linnik A. V., Ryabov A. V. Eksperimental'nyy stand PAO "Turboatom" dlya fizicheskogo modelirovaniya gidrodinamicheskikh protsessov v protochnykh chastyakh modeley povorotno-lopastnykh gidroturbin [Experimental stand of PJSC "Turboatom" for the physical modeling of hydrodynamic processes in the flow parts of the Kaplan turbine models]. *Problemy Mashinostroyeniya*. 2014, vol. 14, no. 3, pp. 11–18.
 18. Rusanov A. Designing and updating the flow part of axial and radial-axial turbines through mathematical modeling. *Central European Journal of engineering*. 2015, vol. 5, pp. 399–410.
 19. Masami Harano, Kiyohito Tani, Nomoto Satoru. Practical application of high-performance Francis-turbine runner fitted with splitter blades at Ontake and Shikurobegawa No. 3 power station of the Kansai electric power Co., inc. *Hitachi Review*. 2006, vol. 55, no. 3, pp. 109–113.
 20. Mironov K. A. Proektirovanie rabochikh koles radial'no-osevoy vysokonapornoy gidroturbiny na parametry GES Kameng [Design of impellers radial-axial high-pressure hydraulic turbine on the parameters of hydroelectric Kameng]. *Vestnik Nats. tekhn. un-ta "KhPI": sb. nauch. tr. Temat. vyp.: Tekhnologii v mashinostroyenii* [Bulletin of the National Technical University "KhPI": a collection of scientific papers. Thematic issue: Technologies in mechanical engineering]. Kharkov, NTU "KhPI" Publ., 2010, no. 24, pp. 69–76.

Надійшло (received) 11.05.2021

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Потетенко Олег Васильович (Potetenko Oleg Vasilevich, Potetenko Oleg) – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», професор кафедри «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-3399-5580>; e-mail: potetenko.OV@gmail.com

Ja. STRYCZEK, P. ANTONIAK, M. BANAŚ, P. STRYCZEK, O. YAKHNO, O. LUHOVSKYI, I. GRYSHKO

PHYSICAL FUNDAMENTALS OF ULTRASONIC DEGASSING

One of the key benefits of hydraulic system is its rigidity. It lets the signal to be transmitted from the source to the recipient with no loss. Positioning accuracy of actuators significantly depends on the rigidity. The higher the rigidity, i. e. volumetric elasticity modulus, the more accurate performance of hydraulic actuators. The presence of free and dissolved air in liquid is one of the key properties that affect the rigidity. Means of degassing discussed in the paper show a good potential for the mechanical methods, especially for the cavitation technologies. Based on the physical aspects of degassing, the authors recommend to use high- and low-amplitude ultrasonic oscillators to remove air from reservoirs of hydraulic systems. Experiments with degassing of various liquids: water (density $\rho = 1000 \text{ kg/m}^3$); hydraulic oil (density $\rho = 860 \text{ kg/m}^3$); engine oil (density $\rho = 844 \text{ kg/m}^3$) were mainly focused on the amount of extracted air depending on the duration of oscillations. Comparative analysis of degassing velocities at liquid settling technique and ultrasonic degassing technique proved that the latter one has a better potential. A great deal of attention was paid to the problem of the degassing of hydraulic reservoir, directly at suction line of the pump. The removal of dissolved and free air significantly influences the non-cavitation operational mode of the pump. Which, in turn, prevents the equipment from early failure.

Keywords: ultrasonic degassing, hydraulic system, density, ultrasonic cavitation method, suction line of the pump, liquid.

Я. СТРИЧЕК, П. АНТОНІАК, М. БАНАШ, П. СТРИЧЕК, О. М. ЯХНО, О. Ф. ЛУГОВСЬКИЙ, І. А. ГРИШКО

ФІЗИЧНІ ОСНОВИ ПРОЦЕСУ УЛЬТРАЗВУКОВОЇ ДЕГАЗАЦІЇ

Одною із переваг гідравлічних систем є її висока жорсткість. Ця якість дозволяє з високою швидкістю передавати сигнал від джерела до споживача. Втрати при цьому мінімальні. Від жорсткості системи безпосередньо залежить точність позиціонування виконавчих пристроїв. Чим більше жорсткість, показником якої служить об'ємний модуль пружності робочої рідини, тим точніше операції, що виконуються гідравлічними приводами. На цей параметр має значний вплив наявність в робочій рідині розчиненого і нерозчиненого повітря. Розглянуті в статті варіанти дегазації рідини показали перспективність механічних способів, зокрема застосування кавітаційних технологій. Спираючись на фізичні основи протікання процесу дегазації, авторами було запропоновано використання високоамплітудних і малоамплітудних ультразвукових випромінювачів для видалення повітря з бака гідравлічної системи. Наведені авторами експериментальні дослідження процесу дегазації різних рідин: води (щільність $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$); масла гідравлічного (щільність $\rho = 860 \text{ кг/м}^3$); моторного масла (щільність $\rho = 844 \text{ кг/м}^3$), стосувалися питань кількості виділеного повітря в залежності від часу озвучування рідини. Порівняльний аналіз швидкості дегазації рідини із застосуванням ультразвукового методу і методу, заснованого на відстоюванні рідини, наочно показав перспективність застосування ультразвукового кавітаційного методу. Особливу увагу автори приділили проблемі видалення повітря з гідравлічного бака безпосередньо в лінії всмоктування насоса. Видалення розчиненого і нерозчиненого повітря з лінії всмоктування впливає на безкавітаційний режим роботи насоса, що в свою чергу запобігає передчасному виходу обладнання з ладу.

Ключові слова: ультразвукова дегазація, гідравлічна система, щільність, ультразвуковий метод кавітації, лінія всмоктування насоса, рідина.

Я. СТРИЧЕК, П. АНТОНІАК, М. БАНАШ, П. СТРИЧЕК, О. М. ЯХНО, А. Ф. ЛУГОВСКОЙ, І. А. ГРИШКО

ФИЗИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ПРОЦЕССА УЛЬТРАЗВУКОВОЙ ДЕГАЗАЦИИ

Одним из преимуществ гидравлических систем является повышенная жёсткость. Это качество позволяет с высоким быстродействием передавать сигнал от источника к потребителю. Потери при этом минимальны. От жёсткости системы напрямую зависит точность позиционирования исполнительных устройств. Чем больше жёсткость, показателем которой служит объёмный модуль упругости рабочей жидкости, тем точнее операции, выполняемые гидравлическими приводами. На этот параметр оказывает огромное влияние наличие в рабочей жидкости растворённого и нерастворённого воздуха. Рассмотренные в статье варианты дегазации жидкости показали перспективность механических способов, в частности применение кавитационных технологий. Опираясь на физические основы протекания процесса дегазации, авторами было предложено использование высокoамплитудных и малоамплитудных ультразвуковых излучателей для удаления воздуха из бака гидравлической системы. Приведённые авторами экспериментальные исследования процесса дегазации разных жидкостей: воды (плотность $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$); масла гидравлического (плотность $\rho = 860 \text{ кг/м}^3$); моторного масла (плотность $\rho = 844 \text{ кг/м}^3$), касались вопросов количества выделенного воздуха в зависимости от времени озвучивания жидкости. Сравнительный анализ скорости дегазации жидкости с применением ультразвукового метода и метода, основанного на отстаивании жидкости, наглядно показал перспективность применения ультразвукового кавитационного метода. Особое внимание авторы уделили проблеме удаления воздуха из гидравлического бака непосредственно в линии всасывания насоса. Удаление растворённого и нерастворённого воздуха из линии всасывания влияет на безкавитационный режим работы насоса, что в свою очередь предотвращает преждевременный выход оборудования из строя.

Ключевые слова: ультразвуковая дегазация, гидравлическая система, плотность, ультразвуковой метод кавитации, линия всасывания насоса, жидкость.

Statement of a problem. The efficiency of many processes depends on the quality of the power fluid used in the hydraulic actuating systems. The quality of the power fluid is significantly affected by the dissolved and undissolved air content. Undissolved air reduces the volumetric modulus of elasticity of the power fluid. Normally, the content of such air in hydraulic systems is

0,5–5 %, but this value can even be as high as 15 %. Dissolved air does not affect the modulus of elasticity during normal operation of the hydraulic actuator. However, when the pressure drops, e.g. at the pump inlet, if the suction filter is fouled, air is vented and bubbles form, which results in a higher content of undissolved air in the power fluid. As a result, the volumetric modulus of

elasticity of the working fluid decreases, significantly increasing the probability of cavitation phenomenon with its destructive consequences for elements of the hydraulic system. The main nucleating center of cavitation in this case, as a rule, are undissolved air bubbles. Undissolved air also accelerates the oil ageing process in hydraulic systems. Therefore, the issue of fluid degassing is very relevant to ensure efficient and long-lasting operation of hydroficated process equipment.

Physics of the degassing process. Chemical, mechanical and physical methods of degassing liquids are known [1, 2].

When degassing liquids by chemical method reagents that bind gases dissolved in the liquid are used. For example, sulphur dioxide, sodium sulphite or steel wool are used for oxygen removal. Chlorine is used to remove hydrogen sulphide from water. The reaction produces sulphur crystals, which precipitate.

Mechanical methods of degassing operate on the principle of mechanical separation of the gas-liquid mixture by separation and filtration. These methods include centrifugal and filtration methods.

Degassing liquids physically involves influencing the physical properties of the liquid, usually by creating conditions in which the solubility of the gas in the liquid is close to zero, for example by heating, vacuuming or settling.

Physical methods of degassing also include widely known in practice technologies of cavitation degassing used in various industries in the food and chemical industries, power generation, metallurgy, etc. Cavitation technologies are implemented by means of hydrodynamic or ultrasonic cavitation. The acoustic or ultrasonic method of degassing is very common and consists in the introduction of intense ultrasonic vibrations into a liquid [2–4].

The mechanism of ultrasonic degassing occurs when nucleating centers of cavitation present in liquid in the form of stable gas bubbles and gas micro-bubbles on the surface of particles suspended in liquid under the influence of ultrasonic waves begin to vibrate intensively and increase in size at half-period of rarefaction and decrease in size at half-period of contraction. The increase in the bubble size is due to the fact that the internal pressure of the vapor-gas mixture in the rarefaction phase exceeds the external pressure of the liquid due to gas diffusion into the bubble from the liquid, as well as due to liquid evaporation from the inner surface of the bubble and an increase in the mass of vapor in the bubble [5–7]. The predominance of one or the other mechanism of bubble size growth depends on wave frequency, pressure and gas saturation of the liquid.

At high oscillation frequencies in a low gas saturated liquid at temperatures far from the boiling point, the main factor for bubble growth is the periodic excess of the internal bubble pressure over the external one.

The diffusion mechanism is the main one in the region of low vibration frequencies, when there is a low rate of pressure change in a liquid with significant gas saturation. As the concentration of gas in the bubble decreases due to a gradual increase in its size, gas diffuses

from the liquid into the bubble. At the half-period of increasing pressure, the size of the bubble decreases and gas diffuses from the bubble into the liquid. Since the amount of gas, diffusing is proportional to the surface area of the bubble, which is larger in the bubble growth phase, in general during vibrational period due to the rectified diffusion process an increase of gas mass in the bubble and corresponding gradual growth of its size takes place [8]. Due to the described mechanism, cavitation bubbles either collapse with formation of spherical blast waves and intense microflows or they have time to rise to the liquid surface with increased size due to the growing ejection force and are released from it.

The main characteristics of degassing process are rate of change of gas concentration C in liquid dC/dt and equilibrium gas concentration C'_p , which is established in liquid in presence of ultrasonic field after some time interval. The change in gas concentration in the liquid in the acoustic field during the irradiation time is determined by the expression:

$$C = C'_p + (C_0 - C'_p)e^{-b}, \quad (1)$$

where C_0 – initial concentration; b – a parameter that is determined by acoustic characteristics – sound intensity and frequency.

There are two modes of ultrasonic degassing – pre-cavitation and cavitation.

In the first case speed of concentration change is proportional to intensity of sound, and its dependence on frequency f , obtained by generalization of experimental data, has the following form:

$$\frac{dC}{dt} = B \cdot f^n \cdot e^{-k}, \quad (2)$$

where B, n, k – other empirical constants.

For the water degassing process (by air) at ultrasonic intensity $I = 0,03 \text{ W/cm}^2$ the constants have the following values: $B = 2,3 \cdot 10^{-13}$, $n = 1,43$ and $k = 6,7 \cdot 10^{-6}$. And the rate of change in concentration is maximum at a frequency of $f = 200 \text{ kHz}$. The value C'_p is independent of the ultrasonic intensity and frequency.

If the ultrasonic intensity is sufficient to cause cavitation in the liquid under given conditions, the rate of change in gas concentration is also proportional to the sound intensity, but increases with increasing sound intensity faster than in the pre-cavitation mode, i.e. cavitation contributes to accelerating gas removal from the liquid. The gas removal rate remains at a value corresponding to pre-cavitation conditions. Only at very high sound intensities can an oscillation mode of cavitation bubbles be realized, at which a further increase in intensity causes a decrease in degassing rate.

The use of low-amplitude and high-amplitude ultrasonic emitters is recommended for introducing ultrasonic vibrations into the liquid. Low-amplitude transducers are used when it is necessary to obtain intensity of ultrasonic vibrations in liquid up to $6\text{--}8 \text{ W/cm}^2$. In this case, the mechanism of pre-cavitation and degassing is activated in the liquid due to the elastic vibrations. With increasing intensity of oscillations to the

threshold of cavitation in the rarefaction phase began to actively form a large number of small vapor-gas bubbles, which are practically not visible to the naked eye (Fig. 1) [9]. Having made one or more oscillations with a change in size and accumulated energy, the bubbles collapse during the contraction phase. In this case, if the bubble is remote from neighboring bubbles or solid surfaces, its shape is close to spherical and its slamming occurs with the formation of spherical shock waves. Otherwise, the bubble shape is distorted and, due to radial unbalance of forces, the bubble collapses to form a cumulative jet directed towards the nearest surface. Shock waves and cumulative jets cause erosive destruction of solid surfaces. However, the slight oscillation of the bubbles and the diverging shock waves generate only minor microleaks in the liquid volume, which does not contribute to intensive degassing.

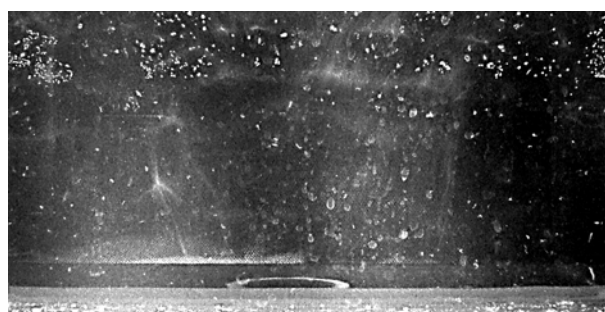


Fig. 1. Cavitation area formed by an ultrasonic low-amplitude transducer mounted on the bottom surface of the cavitation chamber

When the intensity of ultrasonic vibrations exceeds $6\text{--}8\text{ W/cm}^2$ in the rarefaction phase cavitation bubbles are formed, which due to large amplitude values of sound pressure do not have time in the compression phase to slam shut, but continue to oscillate in time with the ultrasonic wave, gradually increasing in size to the size that can be observed with the naked eye (Fig. 2). At the same time, intensive cavitation pulls formed by steam-gas bubbles depart from the radiating surface. Fluctuations of these bubbles cause intensive microfluidic flows in the volume of the process fluid. The liquid enters a quivering, dynamic state. This is when the degassing process reaches its maximum intensity.

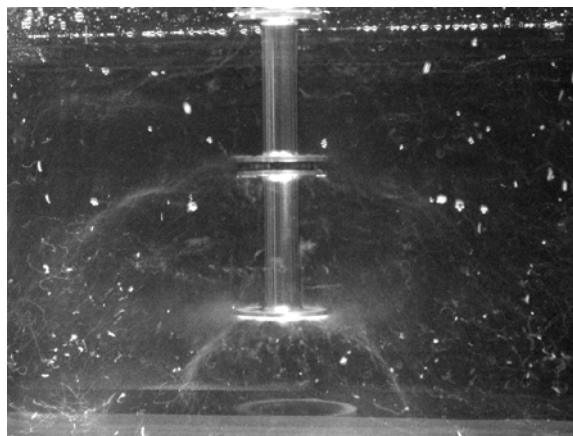
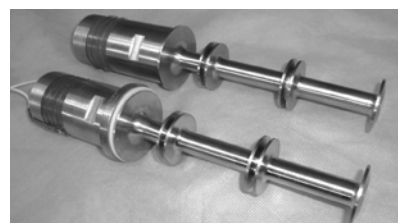


Fig. 2. Picture of the cavitation region created by a high-amplitude transmitter with a developed emission surface

In ultrasonic emitters high amplitude vibrations are achieved through the use of oscillating speed transformers (Fig. 3, b).



a



b

Fig. 3. Ultrasonic emitters:

a – low-amplitude; b – high-amplitude with developed surface

Attempts to increase the vibration intensity more than the specified limits for low-amplitude and high-amplitude emitters leads to disproportionate increase in losses when introducing high-frequency vibrations into the liquid. This is caused by the formation of a cavitation layer on the emitting surface, which is a cluster of steam-gas bubbles (Fig. 4). This two-phase layer causes scattering and absorption of ultrasonic energy. The need to increase the productivity of the degassing process requires the introduction of ultrasonic energy of sufficiently high power into the liquid. For this purpose a developed radiation surface is used (Fig. 3, b), and if necessary to increase the ultrasonic intensity different methods of concentration of ultrasonic energy in liquid are applied [10, 11].

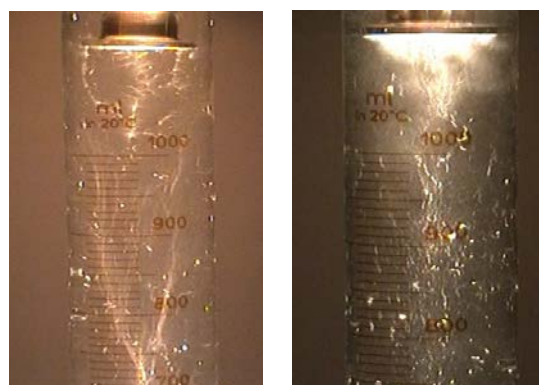


Fig. 4. Formation of a cavitation layer on the radiation surface when the vibration intensity increases

Experimental study of the degassing process. For experimental investigation of degassing of liquids the volumetric method was chosen, which consists in investigation of change of liquid volume due to removal of air. The ultrasonic degassing method and the

sedimentation method were chosen for comparison.

The experiment was carried out with the help of an experimental bench (Fig. 5).

A measuring tube 5 was used to investigate the change in liquid volume during degassing.

Water and two different oils were chosen for the experiments:

- water ($\rho = 1000 \text{ kg/m}^3$);
- hydraulic oil Envirollogic 3046 ($\rho = 860 \text{ kg/m}^3$);
- motor oil Shell Helix Ultra 0w40 ($\rho = 844 \text{ kg/m}^3$).

Water saturation with air was carried out by actively stirring the tank with liquid for 30 sec. To prevent the

liquid from heating up under the influence of ultrasonic vibrations, this degassing method was investigated for no more than 1 min.

The intensity of the ultrasonic vibrations on the radiation surface is 12 W/cm^2 . Power consumption – 100 W, temperature – 19°C .

Fig. 6 shows how, due to degassing, the liquid becomes more transparent, the distribution 2 into a transparent degassing volume 3 of liquid and the volume 1 of the two-phase, air-saturated liquid are clearly defined. The volume of air removed reduces the liquid level in the measuring tube.

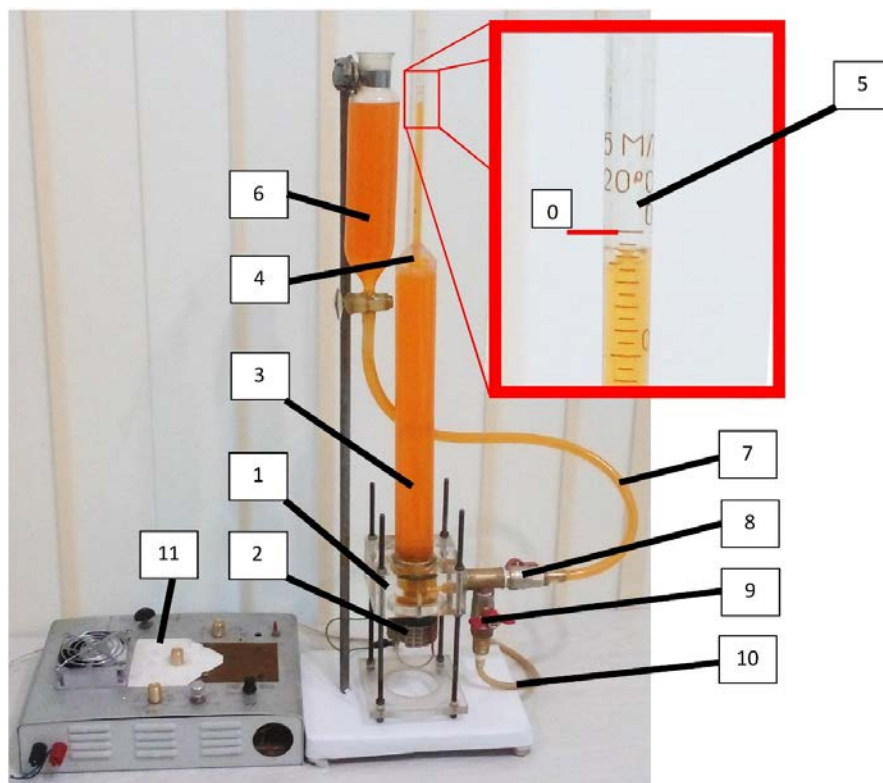


Fig. 5. Experimental unit for investigation of degassing liquids:

- 1 – body; 2 – high amplitude ultrasonic radiator; 3 – tank for investigation; 4 – cover; 5 – measuring tube; 6 – tank for pouring; 7, 10 – liquid inlet and outlet pipes; 8, 9 – inflow input and drain liquid valves; 11 – ultrasonic excitation generator

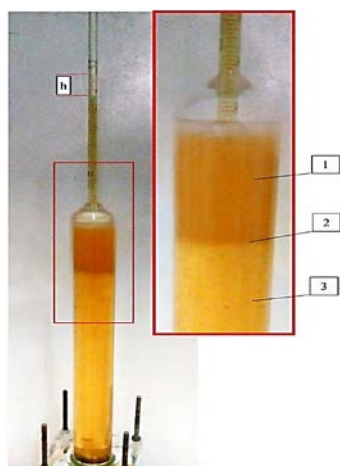


Fig. 6. Photo of the experimental setup during the experiment:
1 – gas-oil mixture; 2 – environment limit; 3 – degassed liquid;
 h – change in research liquid level

The results of the experiments are presented as graphical relationships (Fig. 7).

The study of the degassing process by sedimentation was carried out on the same experimental setup at 190°C . Liquid volume changes were recorded after 15, 35, 60, 120, 180 min. and 12:00 after the start of counting.

The results of the study are presented as graphical relationships in Fig. 8.

Fig. 9 shows a graphical comparison of the effectiveness of ultrasonic degassing and sedimentation degassing.

Conclusion. When comparing ultrasonic degassing with sedimentation, one can conclude that the former method is highly effective. After all, one minute of ultrasound is equivalent to about 20 minutes of sedimentation. With time, as it is possible to see on graphs, intensity of air release from liquid decreases, therefore for full degassing at sedimentation it was

required about 12:00, the same effect by means of ultrasound at the applied parameters can be reached in 4–5 minutes.

In future, it is reasonable to carry out tests at

substantially higher intensity of ultrasonic vibrations, using high-amplitude radiator with developed emission surface and at increasing temperature of technological liquid.

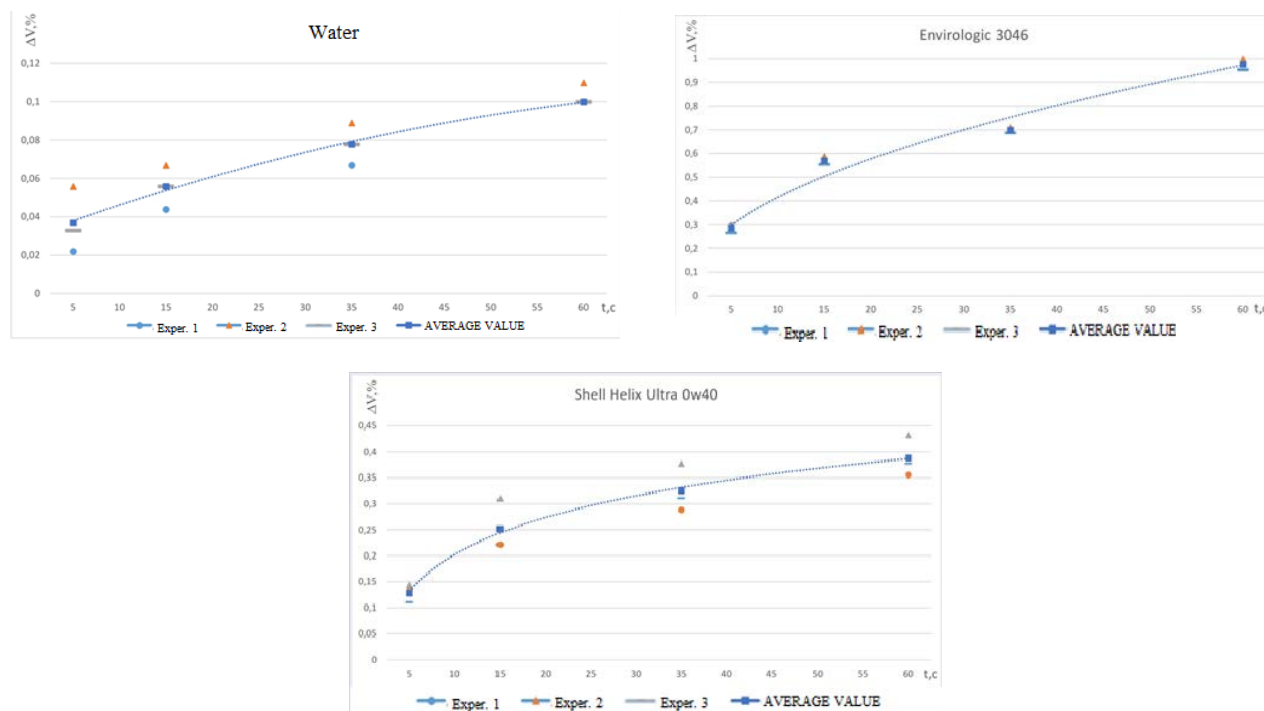


Fig. 7. Graphical relationship between air volume removed and ultrasonic degassing time

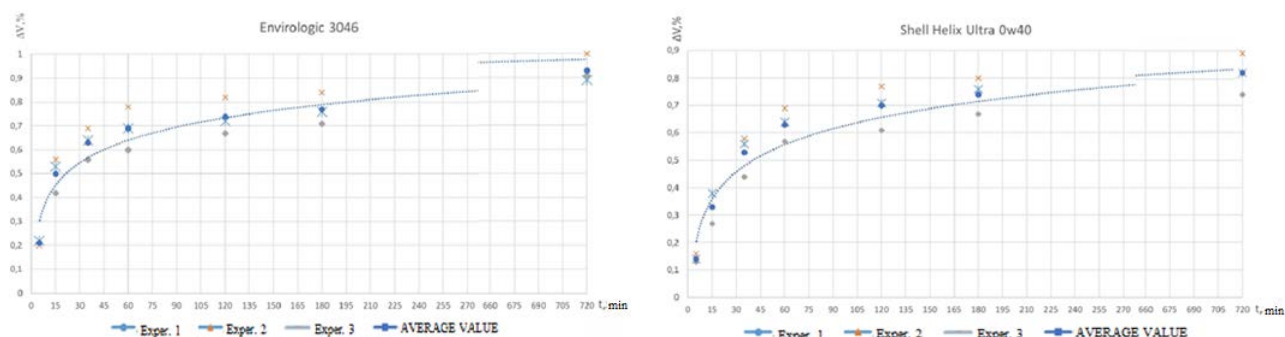


Fig. 8. Graphical relationship between the volume of air removed and the time of degassing by sedimentation

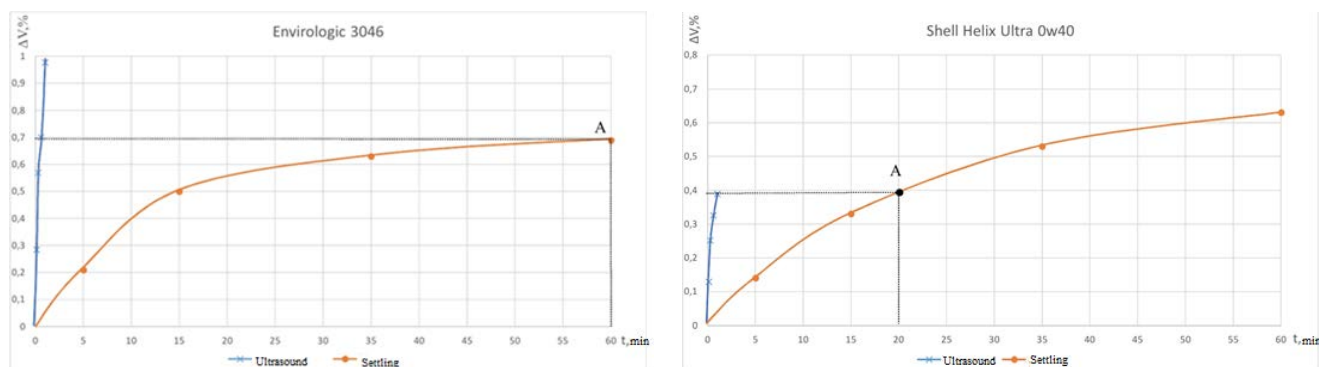


Fig. 9. Comparison of the effectiveness of ultrasonic degassing and sedimentation degassing

Список літератури

1. Алексеев Л. З., Гладков У. А. *Улучшение качества мягких вод*. Москва: Стройиздат, 1994. 150 с.
2. Капустина О. А. Дегазация жидкостей. Физические основы ультразвуковой технологии. Москва: Наука, 1970. С. 253–336.
3. Хмелев В. Н., Барсуков Р. В., Хмелев М. В., Цыганок С. Н. Повышение эффективности ультразвукового воздействия на жидкие среды. *Ползуновский вестник*. 2007. № 3. С. 172–179.
4. Капустина О. А. О зависимости степени и эффективности ультразвуковой дегазации жидкости от излучаемой мощности. *Акустический журнал*. 1963. Т. 9, вып. 4. С. 424–426.
5. *Ультразвук. Маленькая энциклопедия* / ред. И. П. Голямина. Москва: Советская энциклопедия, 1979. 400 с.
6. Капустина О. А. О кинетике процесса ультразвуковой дегазации жидкости в докавитационном режиме. *Акустический журнал*. 1964. Т. 10, вып. 4. С. 440–443.
7. Луговской А. Ф., Чухраев Н. В. *Ультразвуковая кавитация в современных технологиях*. Київ: ВПЦ «Київ. ун-т», 2007. 244 с.
8. Crum L. A., Hansen G. M. Growth of air bubbles in tissue by rectified diffusion. *Phys. Med. Biol.* 1982. Vol. 27. P. 413–417.
9. Яхно О. М., Луговская Е. А., Мовчанюк А. В. Исследование возможностей технологии ультразвуковой кавитационной очистки эластичных поверхностей. *Вісник НТУУ «КПІ». Машинобудування: зб. наук. пр.* Київ: НТУУ «КПІ». 2010. № 58. С. 234–240.
10. Луговской А. Ф., Гришко И. А. Проблемы создания технологического оборудования для ультразвукового кавитационного обеззараживания воды. *Промислова гідроліка і пневматика*. 2009. № 4 (26). С. 3–6.
11. Луговской А. Ф., Гришко И. А., Мовчанюк А. В. Исследование работы ультразвукового трубчатого кавитатора в режиме радиальных колебаний. *Вісник НТУУ «КПІ». Машинобудування: зб. наук. пр.* Київ: НТУУ «КПІ». 2010. № 59. С. 285–287.
12. Povyshenie effektivnosti ul'trazvukovogo vozdeystviya na zhidkie sredy [Improving the efficiency of ultrasonic action on liquid media]. *Polzunovskiy vestnik*. 2007, no. 3, pp. 172–179.
13. Kapustina O. A. O zavisimosti stepeni i effektivnosti ul'trazvukovoy degazatsii zhidkosti ot izluchaemoy moshchnosti [On the dependence of the degree and efficiency of ultrasonic degassing of liquid on the radiated power]. *Akusticheskiy zhurnal*. 1963, vol. 9, issue 4, pp. 424–426.
14. Golyamina I. P., ed. *Ul'trazvuk. Malen'kaya entsiklopediya* [Ultrasound. Little encyclopedia]. Moscow, Sovetskaya entsiklopediya Publ., 1979. 400 p.
15. Kapustina O. A. O kinetike protsessy ul'trazvukovoy degazatsii zhidkosti v dokavitatsionnom rezhime [On the kinetics of the process of ultrasonic degassing of liquid in the pre-cavitation mode]. *Akusticheskiy zhurnal*. 1964, vol. 10, issue 4, pp. 440–443.
16. Lugovskoy A. F., Chukhraev N. V. *Ul'trazvukovaya kavitatsiya v sovremennykh tekhnologiyakh* [Ultrasonic cavitation in modern technologies]. Kyiv, VPTs "Kyiv. un-t" Publ., 2007. 244 p.
17. Crum L. A., Hansen G. M. Growth of air bubbles in tissue by rectified diffusion. *Phys. Med. Biol.* 1982, vol. 27, pp. 413–417.
18. Yakhno O. M., Lugovskaya E. A., Movchanyuk A. V. Issledovanie vozmozhnostey tekhnologii ul'trazvukovoy kavitatsionnoy ochistki elastichnykh poverkhnostey [Investigation of the capabilities of the technology of ultrasonic cavitation cleaning of elastic surfaces]. *Visnyk NTUU "KPI". Mashynobuduvannya: zb. nauk. pr.* [Bulletin of the National Technical University of Ukraine "KPI". Engineering: a collection of scientific papers]. Kyiv, NTUU "KPI" Publ., 2010, no. 58, pp. 234–240.
19. Lugovskoy A. F., Grishko I. A. Problemy sozdaniya tekhnologicheskogo oborudovaniya dlya ul'trazvukovogo kavitatsionnoho obezrazhivaniya vody [Problems of creating technological equipment for ultrasonic cavitation water disinfection]. *Promyslova hidravlika i pnevmatika*. 2009, no. 4 (26), pp. 3–6.
20. Lugovskoy A. F., Grishko I. A., Movchanyuk A. V. Issledovanie raboty ul'trazvukovogo trubchatogo kavitatora v rezhime radial'nykh kolebaniy [Investigation of the operation of an ultrasonic tubular cavitator in the mode of radial vibrations]. *Visnyk NTUU "KPI". Mashynobuduvannya: zb. nauk. pr.* [Bulletin of the National Technical University of Ukraine "KPI". Engineering: a collection of scientific papers]. Kyiv, NTUU "KPI" Publ., 2010, no. 59, pp. 285–287.

References (transliterated)

Received 28.05.2021

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Стричек Ярослав (Стрычек Ярослав, Stryczek Jaroslav) – доктор технічних наук, професор, Вроцлавський університет науки та технологій; м. Вроцлав, Польща; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-2650-2968>; e-mail: jaroslaw.stryczek@pwr.edu.pl

Антоніак Пётр (Антониак Пётр, Antoniak Piotr) – доктор технічних наук, доцент, Вроцлавський університет науки та технологій; м. Вроцлав, Польща; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-5043-2686>; e-mail: piotr.antoniak@pwr.edu.pl

Банаш Мішель (Банаш Мишель, Banas Michal) – доктор технічних наук, доцент, Вроцлавський університет науки та технологій; м. Вроцлав, Польща; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-3433-1249>; e-mail: michal.banas@pwr.edu.pl

Стричек Пётр (Стрычек Пётр, Stryczek Piotr) – Вроцлавський університет науки та технологій, магістр інженерних наук; м. Вроцлав, Польща; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-5696-080X>; e-mail: piotr.stryczek@pwr.edu.pl

Яхно Олег Михайлович (Яхно Олег Михайлович, Jakhno Oleg) – доктор технічних наук, професор, Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут ім. І. Сікорського», професор кафедри «Прикладна гідроаеромеханіка і механотроніка»; м. Київ, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-9522-5549>; e-mail: o.yakhno@kpi.ua

Луговський Олександр Федорович (Луговской Александр Федорович, Luhovskiy Oleksandr) – доктор технічних наук, професор, Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут ім. І. Сікорського», завідувач кафедри «Прикладна гідроаеромеханіка і механотроніка»; м. Київ, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-1076-7718>; e-mail: atoll-sonic@ukr.net

Гришко Ігор Анатолійович (Гришко Игорь Анатольевич, Gryshko Igor) – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут ім. І. Сікорського», доцент кафедри «Прикладна гідроаеромеханіка і механотроніка»; м. Київ, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-5709-1359>; e-mail: griwko@ukr.net

О. В. УЗУНОВ, О. П. ГУБАРЕВ**МЕТОДИКА ПОБУДОВИ СТРУКТУРНО-ІМІТАЦІЙНИХ МАТЕМАТИЧНИХ МОДЕЛЕЙ КОМПОНЕНТІВ СИСТЕМ ГІДРОПРИВОДУ**

Аналіз відомих підходів до побудови математичних моделей дозволив виявити їх схожість на загальному рівні і основну проблему їх розробки. Проблема полягає у значних втратах часу і фахових ресурсів внаслідок великої кількості ітеративних циклів забезпечення адекватності моделі. В роботі наведено методику побудови математичних моделей робочих процесів компонентів систем гідроприводу. Особливістю методики є використання у якості основи моделі змістовної структури процесу функціонування об'єкту моделювання. Для виявлення в процесі дій об'єкту такої структури і перевірки її відповідності реальним процесам використано ряд критеріїв. Таким критерієм є – досяжність запланованого результату (продуктивність); циклічна повторюваність процесу (замкненість); логічна визначеність процесу (достатність). Відповідність структури моделі вказаним критеріям забезпечує, на понятійному рівні, її адекватність структурі процесу функціонування реального об'єкту. Математичний опис моделі будується шляхом наповнення імітаційної структури описами елементарних процесів та їх логічних взаємозв'язків. Імітація процесу функціонування виконується у вигляді нескінченного циклу відповідно до структури та математичного опису у формі програмного коду в операційному середовищі комп'ютера. Використання методики дозволяє скоротити терміни розробки математичних моделей за рахунок зменшення часу отримання її коректної версії. Працездатність розробленої методики перевірено на прикладі її застосування для побудови моделі функціонування гідравлічного демпфера. Побудовану модель перевірено на коректність та стійкість за допомогою серії експериментів. Серед яких є: визначення реакції демпфера на дію зовнішньої сили, яка змінювалась за ступінчастим законом, перевірка стійкості роботи моделі при зміні величини такту циклічного процесу моделювання та різних параметрах демпфера, перевірка стійкості роботи моделі в жорстких експлуатаційних умовах, та інші. Результати експериментів підтвердили працездатність методики і коректність математичної моделі.

Ключові слова: математична модель, методика, процес, структура, гідравлічні компоненти, демпфер.

А. В. УЗУНОВ, А. П. ГУБАРЕВ**МЕТОДИКА ПОСТРОЕНИЯ СТРУКТУРНО-ИМИТАЦИОННЫХ МАТЕМАТИЧЕСКИХ МОДЕЛЕЙ КОМПОНЕНТОВ СИСТЕМ ГИДРОПРИВОДА**

Анализ известных подходов к построению математических моделей позволил выявить их схожесть на общем уровне и основную проблему их разработки. Проблема состоит в значительных затратах времени и специальных ресурсов из-за большого количества итерационных циклов обеспечения адекватности модели. В работе приведено методику построения математических моделей рабочих процессов в компонентах систем гидропривода. Особенностью методики является использование в качестве основы для организации модели содержательной структуры процесса функционирования. Для выявления такой структуры в процессе действия объекта и проверке ее соответствия реальным процессам использовано ряд критериев. Такими критериями являются – достижимость запланированного результата (продуктивность); циклическая повторяемость процесса (замкнутость); логическая определенность процесса (достаточность). Соответствие структуры модели указанным критериям обеспечивает, на понятийном уровне, ее адекватность структуре процесса функционирования реального объекта. Математическое описание модели строится путем наполнения имитационной структуры описаниями элементарных процессов и их логических взаимосвязей. Имитация процесса функционирования выполняется в виде бесконечного цикла в соответствии со структурой и математическим описанием в форме программного кода в операционной среде компьютера. Использование методики позволяет сократить сроки разработки математических моделей за счет уменьшения времени получения ее корректной версии. Работоспособность разработанной методики проверена на примере ее применения для построения модели функционирования гидравлического демпфера. Построенную модель проверено на корректность и устойчивость с помощью серии экспериментов. Среди этих экспериментов были: определение реакции демпфера на действие внешней силы, которая изменялась по ступенчатому закону, проверка устойчивости работы модели при изменении величины такта циклического процесса моделирования и разных параметрах демпфера, проверка устойчивости работы модели в жестких эксплуатационных условиях. Результаты экспериментов подтвердили работоспособность методики и корректность математической модели.

Ключевые слова: математическая модель, методика, процесс, структура, гидравлические компоненты, демпфер.

O. UZUNOV, O. GUBAREV**METHODOLOGY OF BUILDING STRUCTURAL SIMULATION MATHEMATICAL MODELS OF HYDRAULIC DRIVE SYSTEMS COMPONENTS**

Analysis of known approaches to building mathematical models allowed us to identify their similarity at the general level as well as the main problem of their development. The problem is related to the necessity of significant time and professional resources due to a large number of iterative cycles needed to ensure model adequacy. The work deals with the methodology of building mathematical models of operational processes of hydraulic drive systems components. The specific feature of the methodology is application as a basis for the model of the meaningful operation structure of the modelled object. A series of criteria was used to verify its compliance with the real processes. Such criteria included achievability of the expected results (efficiency); cyclic recurrence of the process (closed process); logical certainty of the process (sufficiency). The compliance of the model structure with these criteria enabled ensuring at the conceptual level its adequacy to the process of the real object operation. The mathematical description of the model has been built by filling the simulation structure with the descriptions of elementary processes and their logical relationships. The simulation of the operation process has been performed in an infinite cycle in accordance with the structure and mathematical description in the form of program code in the computer operating environment. Methodology application enabled reducing the time required to get its correct version. The efficiency of the developed methodology has been checked on the example of its application for building the hydraulic damper operation model. The developed model was tested to check the correctness and stability by performing a series of experiments. They included: determining the response of the damper to external forces, which varied according to the step law, checking the model stability when changing a step of the cyclic modelling process and various damper parameters, checking the stability of the model in harsh operating conditions, etc. The results of the experiments confirmed the efficiency of the methodology and the correctness of the mathematical model.

Keywords: mathematical model, methodology, process, structure, hydraulic components, damper.

© О. В. Узунув, О. П. Губарев, 2021

Стан питання. Моделювання широко використовується в різноманітних галузях – техніці, біології, медицині, соціальних науках та ін. Складність взаємозв'язків природних явищ та складність технічних систем обумовлюють потребу в підготовці фахівців, які спроможні аналізувати, тлумачити, формалізувати, створювати і тестувати, та відтворювати формальними засобами процеси дії реальних об'єктів [1–3]. Найчастіше, математичну модель складають два основних компоненти – система інтегро-диференціальних рівнянь, що зв'язують параметри у відповідності із закономірностями фізичних процесів, та методи їх чисельного розв'язання. Ключовим моментом у використанні математичного моделювання є побудова адекватної моделі, поведінка якої буде відповідати в достатній мірі та у визначених діапазонах параметрів процесам в об'єкті моделювання. На загальному рівні методики розробки математичних моделей є схожими і містять опис системи, що моделюється, побудову спрощеної моделі, математичну формалізацію, перевірку моделі, її уточнення, у разі недостатньої відповідності реальним процесам, або фіксації факту готовності моделі у разі її відповідності цим процесам [1, 2, 4]. В залежності від мети моделювання використовують різні концепції моделей. Якщо розробник має справу з робочими процесами в технічних системах, наприклад, пристроями систем гідроприводу, то для їх дослідження найчастіше використовують імітаційні моделі. Такі моделі дозволяють імітувати окремі функції або процеси експлуатації системи подібно до того, як вони відбуваються на практиці [1]. Імітаційні моделі гідравлічних компонентів та систем найчастіше будують шляхом описів цих процесів за допомогою диференціального числення [5–9] або методу зв'язаних графів [10–12]. Останній метод, на думку ряду дослідників, має перспективу розвитку [13, 14]. Це пояснюється можливістю врахування в математичній моделі топології процесів, що, з одного боку, є більш наочним, а, з іншого боку, підвищує ступінь імітації об'єкта, і, як наслідок, підвищує точність результатів моделювання, особливо для складних або гнучких процесів.

Ще одним підходом до побудови математичних моделей є створення моделі на основі якісної фізики [15]. В цьому підході модель представляють у вигляді комплексу компонентів, що поєднані структурою системи. При цьому, саме поняття структури не містить в собі функціональних навантажень компонентів. На наш погляд, такий підхід відкриває можливості для більш глибокого розуміння систем і створює підґрунтя для формального наближення математичних моделей до взаємозв'язків природних явищ в об'єктах моделювання. Однак в наведеному підході не наведено засоби представлення і закономірності будови структури.

Інша концепція покладена в основу функціонального моделювання, що базується на своєрідному використанні поняття функції. В ряді робіт [15, 16] пропонується розглядати функцію як перетворення між входом та виходом матеріалу,

енергії та інформації. В [17] автори також відмітили, що перетворення сигналу від входу до виходу відбувається кроками. Це підтверджено також в дослідженнях [18–21], а в огляді [22] підкреслено, що такий підхід є єдиним перспективним в представленні процесів в функціональному моделюванні. Певним підсумком є представлення словника, який систематизує терміни функціонального моделювання і які можуть бути використані для деталізації процесів в технічних системах [23]. В той же час, зміст словника не містить достатньо термінів для його використання при моделювання компонентів гідравлічних систем.

Одним з обов'язкових етапів створення математичних моделей технічних об'єктів є їх верифікація та валідація. Цей етап є завершальним перед використанням моделі для досягнення поставленої мети розробником [3]. Як правило, верифікацію проводять шляхом визначення відповідності результатів моделювання фізичним законам, а валідацію виконують шляхом співставлення результатів моделювання з реальними процесами. Потрібного ступеню наближення модельних процесів до реальних процесів досягають ітеративним шляхом, виправляючи, уточнюючи та налаштовуючи модель. Ітеративний шлях побудови моделей процесів, в залежності від їх складності, може розтягатися в часі на місяці і роки. Тобто розробка моделі фактично утворює ітеративний цикл, який поступово ускладнюється, і може бути охарактеризовано часовим періодом. При зростанні кількості циклів і тривалості одного періоду математична модель може втратити свою актуальність. Скорочення термінів побудови математичних моделей є одною з задач, що потребує формального вирішення, яке лежить в площині розробки ефективних методів побудови математичних моделей та навчання їх використанню.

Основні передумови і підґрунтя для побудови структурно-імітаційних математичних моделей.

Аналіз ітеративного циклу побудови математичної моделі показує, що повторюваність циклу має місце від початкової гіпотези математичного опису процесу, який потрібно моделювати, до оцінювання коректності моделі, тобто охоплює всі етапи створення моделі. Це означає, що час відпрацювання циклу є достатньо великим. Шляхом до скорочення цього терміну є виконання поточних перевірок в процесі побудови моделі, що робить адекватність інтегральним показником процесу розробки. Для запровадження таких поточних перевірок необхідно мати відповідні критерії. Одним з варіантів є побудова моделі процесів в об'єкті частинами, які відповідають функціональному навантаженню частин об'єкту. В цьому випадку час циклу скорочується і ймовірність отримання коректної моделі збільшується. Однак, проблема необхідності ітеративного наближення до коректності моделі залишається. Рішення проблеми базується на глибині розгляду і врахуванні як процесів в об'єкті, так і їх взаємозв'язків. Розгляд роботи об'єкту

моделювання на рівні структури процесу його функціонування позбавляє необхідності мати справу з фізичними параметрами об'єкту, фізичними законами, які діють в ньому, та кількісними зв'язками між ними. Розглядаючи робочий процес на рівні структури необхідно з'ясувати перелік дій в процесі і черговість їх виконання для отримання запланованого результату. Якщо прийняти до уваги, що робочий процес прототипу моделювання має циклічно повторюватись, і що всі дії процесу є взаємно скоординованими, то створюється підґрунтя для визначення критеріїв, які притаманні структурі реальних процесів функціонування технічного об'єкту. Відповідно до запропонованої концепції такими критеріями є наступні. Критерій 1. Наявність такої кількості дій заданого змісту і черговості їх виконання, які призводять до отримання потрібного результату процесу (продуктивність). Критерій 2. Наявність в структурі серед дій процесу функціонування взаємно зворотних пар, що забезпечує можливість його циклічної повторюваності (замкненість). Критерій 3. Розташування пар дій в структурі процесу повинно бути взаємно скоординованим, що забезпечить циклічну повторюваність та логічну визначеність процесу (достатність).

Виконання запропонованих критеріїв при розробці структурно-імітаційної моделі підвищує топологічну відповідність процесу моделювання і процесу функціонування реального об'єкту. Використання такої імітаційної структури в якості каркасу дозволить побудувати модель-процес функціонування що зберігає впорядкування фізичних процесів в математичному описі і надає алгоритм розрахунку параметрів. При цьому сам математичний опис є іншою, більш узгодженою формою, представлення моделі, яка конкретизує елементарні функції процесу на рівні принципів функціонування прототипу та значень параметрів. Наведені міркування покладено в підґрунтя методики створення структурно-імітаційних математичних моделей.

Методика побудови математичної моделі, яка є імітаційною до взаємозв'язків фізичних процесів на структурному рівні, полягає у наступному [24].

1 Побудова розрахункової схеми, визначення керуючої дії та результату виконання процесу функціонування.

2. Деталізація процесу функціонування, формування переліку елементарних дій та визначення черговості їх виконання.

3. Аналіз переліку елементарних дій та їх розподілення по парах за ознакою взаємної зворотності.

4. Побудова структури процесу функціонування, яка відображає перетворення керуючої дії в запланований результат.

5. Перевірка інформаційної достатності структури процесу функціонування.

6. Корекція структури процесу у випадку її невідповідності умові інформаційної достатності

(перехід до п. 2).

7. Перевірка циклічності та логічної визначеності процесу функціонування.

8. Корекція структури у випадку її невідповідності умові логічної визначеності (перехід до п. 2).

9. Визначення математичних залежностей для імітації дій процесу функціонування відповідно до заданих фізичних принципів.

10. Заміна елементарних дій процесу функціонування їх математичними імітаторами.

11. Імітація процесу функціонування для підтвердження функціональних властивостей моделі.

Приклад. Розглянемо приклад розробки математичної моделі роботи гідравлічного демпфера. Призначенням гідравлічного демпфера є компенсація зовнішньої сили шляхом створення протидіючої сили з поступовим розсіювання енергії.

Гідравлічний демпфер за принципом дії представлений циліндром з поршнем, які утворюють камеру змінного об'єму, що заповнена робочою рідиною (рис. 1). Профільований виступ на поршні в поєднанні з отвором в кришці циліндру, в який виступ може заходити, утворюють дросель. Площа і гідравлічний опір цього дроселю є змінними і залежать від зміщення виступу. Робоча рідина через дросель може потрапляти в бак. Зовнішня сила діє на поршень, переміщує його і виштовхує рідину, що призводить до зміни об'єму камери. При цьому робоча рідина проходячи через дросель створює додатковий тиск який збільшує силовий опір руху поршня.

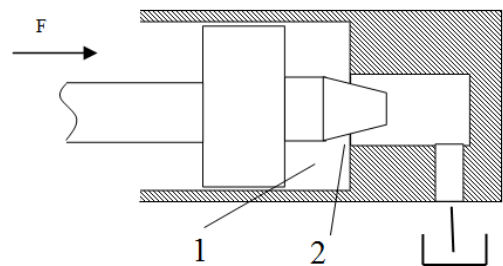


Рис. 1. Принципова схема гідравлічного демпфера: 1 – камера демпфера; 2 – дросель змінної площі

Процеси, що відбуваються в камері під час роботи гідравлічного демпфера, формують його експлуатаційні характеристики. Для пришвидшення їх визначення, дослідження взаємозв'язків процесів і конструктивних та фізичних параметрів, визначення їх раціональних значень для заданих умов і режимів роботи демпфера необхідна розробка математичної моделі, яка дозволить імітувати експлуатаційні процеси.

Розробка математичної моделі. На першому етапі запропонованої методики має бути сформовано перелік та черговість виконання елементарних процесів (фізичних процесів, перетворень), які відбуваються у гідравлічному демпфері в процесі роботи.

Для виконання цього етапу необхідно побудувати розрахункову схему гідравлічного

демпфера, яка дозволяє деталізувати його принцип дії (рис. 2).

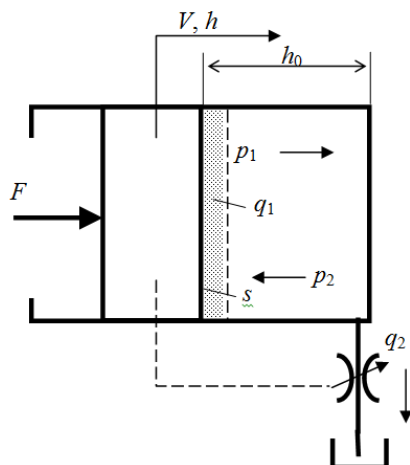


Рис. 2. Розрахункова схема гідравлічного демпфера

На другому етапі формується властивість продуктивності: процес функціонування демпфера має бути наслідком дії на поршень зовнішньої сили. В процесі функціонування виявлено наступні елементарні процеси та перетворення:

1. Перетворення зовнішньої сили у прискорення руху поршня.
2. Перетворення прискорення в швидкість.
3. Перетворення швидкості у витрату рідини.
4. Перетворення витрати у прирощення тиску в камері.
5. Додавання прирощення тиску до поточного значення тиску.
6. Перетворення тиску на вході в дросель у витрату рідини, яка проходить через нього.
7. Зменшення витрати призводить до від'ємного прирощення тиску в камері.
8. Додавання від'ємного прирощення тиску до поточного тиску.
9. Перетворення тиску в силу опору.
10. Оримання поршнем нового положення.

Третім етапом є формування пар взаємнокомпенсуючих дій (замкненість структури процесу). Для цього для кожної дії, з наведеного вище переліку, відшукано взаємно зворотну дію, яка її компенсує або поглинає (нівілює) в загальному процесі. Отриманий перелік пар дій наведено нижче.

- 1 – перетворення зовнішньої сили в прискорення;
- $\tilde{1}$ – перетворення тиску в силу опору;
- 2 – перетворення прискорення в швидкість поршня;
- $\tilde{2}$ – отримання нового положення поршня;
- 3 – перетворення швидкості у витрату рідини;
- $\tilde{3}$ – перетворення перепаду тиску на дроселі у витрату через дросель;
- 4 – перетворення витрати у прирощення тиску;
- $\tilde{4}$ – перетворення витрати в зменшення тиску;
- 5 – отримання збільшеного тиску;
- $\tilde{5}$ – отримання зменшеного тиску.

Четвертим етапом є формування структури

процесу функціонування, яка має відображати перетворення від управляючої дії на вході в запланований результат на виході. Для цього кожну дію представлено у вигляді графічного символу елементарного процесу – спрямованої дуги, яка відображає початок, протяжність, напрямок та завершення виконання дії. Біля дуги записано також цифрове позначення, яке відповідає змісту дії, а тип дії відмічено знаком « $\sim$ », наявність якого свідчить про її зворотність. Для функції демпфера, відповідно до схеми, структура процесу має наступний вигляд (рис. 3).

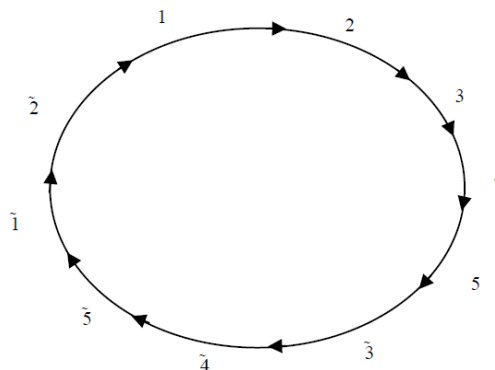


Рис. 3. Структура процесу функціонування гідравлічного демпфера

Перевірка критеріїв замкненості і достатності. Для встановлення критерію замкненості проаналізовано структуру процесу функціонування (рис. 3) за показниками: а) наявності всіх потрібних дій для отримання бажаного результату; б) наявності для кожної основної (прямой) дії, відповідної зворотної по відношенню до неї; в) наявності однакової кількості та черговості прямих та зворотних дій в структурі процесу. Наведена структура (рис. 3) вказаним вимогам відповідає, тобто є інформаційно замкнутою.

Перевірка достатності (логічної визначеності) структури процесу. Для цього на схемі структури процесу функціонування побудовано лінії зв'язку, що з'єднують між собою послідовно розташовані основні і зворотні дії. Отриману структуру проаналізовано на наявність зв'язків між парами взаємозворотних дій. Якщо дві лінії перетинають одна одну, то результати цих дій є взаємообумовленими. Якщо для частини ліній зв'язку немає такого перетину з жодною іншою лінією, то ця частина процесу утворює окрему структуру, тобто система не є цілісною. В прикладі лінії 1-ї та 2-ї дій відокремлені від іншої частини системи, що проілюстровано лінією невизначеності (рис. 4, пунктирна лінія). Структура процесу є недостатньою і вона потребує або корегування, або уточнення.

Методика повертається на попередній пункт для перевірки повноти опису відповідно до принципу дії пристрою. Більш детальний аналіз процесу функціонування спрямовано на виявлення раніш не врахованих дій. Було з'ясовано, що в процесі приймає участь функція, яка визначає час сприйняття

збуджуючого сигналу без зміни стану системи. Такою функцією є формування часу сприйняття збуджуючого сигналу. Зворотною функцією для неї є поглинання цього часу шляхом приєднання до інтегрального часу роботи системи. Позначивши вказані функції (дії) символами «6» та « $\tilde{6}$ » і вставивши їх в такі місця процесу, які дозволяють логічно розрахувати їх значення, отримано відкориговану структуру (рис. 5). Накреслення лінії зв'язку між доданими діями призвело до утворення взаємних перетенів всіх ліній зв'язку в структурі процесу і знищення лінії невизначеності. Отримана структура відповідає критеріям замкненості, повноти і достатності і логічно визначає модель фізичного процесу дії демпфера на структурному рівні.

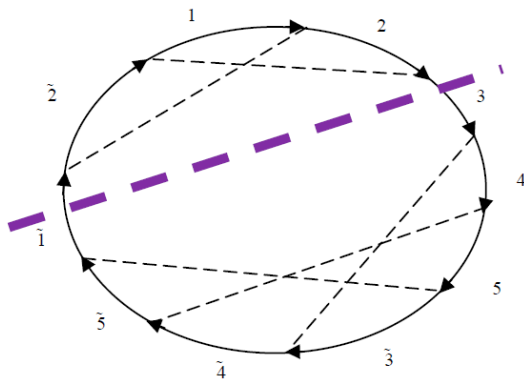


Рис. 4. Структура процесу функціонування гідравлічного демпфера з позначенням ліній зв'язку між взаємозворотними діями

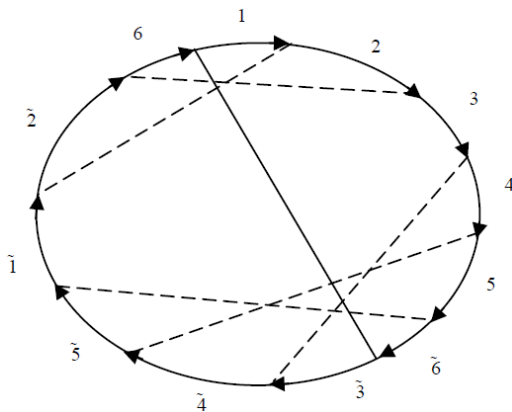


Рис. 5. Логічно визначена структура процесу функціонування гідравлічного демпфера

Наповнення структури моделі математичним описом елементарних процесів (функцій або дій). Математичний опис вноситься шляхом заміни словесного опису на математичні інтерпретатори. При цьому математичні залежності ґрунтуються на фізичних законах, що описують перетворення, які відповідають змісту дій. Порядок відпрацювання елементарних процесів (функцій або дій) повторює структуру процесу функціонування або принципу дії об'єкта моделювання. Отриманий математичний опис (1) копіює структуру прототипу, тобто є структурно наближеним до фізичної дії гідравлічного демпфера.

$$\begin{aligned}
 6: t_1 &= (h_0 - h) / c, \\
 1: a &= (F - F_t - F_c) / m; \\
 2: v &= v + a \cdot t_1; \\
 3: q_1 &= v \cdot s; \\
 4: dp_1 &= E \cdot (q_1 - q_2) / ((h_0 - h) \cdot s) \cdot t_1; \\
 5: p_1 &= p_1 + dp_1 \cdot t_1; \\
 \bar{6}: t &= t + t_1; \\
 \bar{3}: q_2 &= \mu \cdot f \cdot \sqrt{2 / \rho} \cdot |p_1 - p_{sl}| \cdot \text{sign}(p_1 - p_{sl}); \\
 \bar{4}: dp_2 &= E \cdot (q_1 - q_2) / ((h_0 - h) \cdot s) \cdot t_1; \\
 \bar{5}: p_2 &= p_2 - dp_2 \cdot t_1; \\
 \bar{1}: F_c &= s \cdot p_2; \\
 \bar{2}: h &= h + v \cdot t_1,
 \end{aligned} \tag{1}$$

де t_1 – час сприйняття збуджуючого впливу робочою рідиною гідравлічного демпфера; h_0 – відстань від лівої стінки поршня до правої стінки циліндра, що відповідає початковому стану; h – поточне положення поршня; c – швидкість розповсюдження хвилі деформації в рідині; a – прискорення руху поршня; q_1 – витрата рідини, яка виникає в наслідок руху поршня; dp_1 – збільшення тиску; v – швидкість руху поршня; s – площа поршня; q_2 – витрата рідини, яка потрапляє до баку через дросель; dp_2 – зменшення тиску; p_1 – тиск в камері після зміщення поршня; E – модуль пружності рідини; p_2 – тиск в камері після скидання частини витрати через дросель; F_c – сила спротиву; μ – коефіцієнт витрати дроселя; f – площа щілини дроселя; ρ – густина рідини; p_{sl} – тиск у зливній магістралі; t – поточний час процесу.

Імітація функціонування демпфера відбувається у вигляді нескінченного циклу відповідно до графу (рис. 4) та математичного опису (1) у формі програмного коду в операційному середовищі комп'ютера.

Верифікацію моделі виконано шляхом постановки серії тестових експериментів.

Було задано наступні конструктивні та експлуатаційні початкові параметри. Діаметр поршня демпфера 0,06 м, маса поршня 20 кг, діаметр дроселя 0,0008 м, коефіцієнт витрати дроселя 0,6, початкове положення поршня 0,3 м, тиск на злив 0,0 Па, модуль пружності робочої рідин 1,74e9 Па, швидкість розповсюдження хвилі пружної деформації в рідині 1200 м/с, значення сили збурення 15 Н.

В першому експерименті сила збурення змінювалась за ступінчастим законом і починала діяти на поршень демпфера через 0,005 с після початку процесу спостереження. Спостерігались процес переміщення поршня та зміни тиску в камері. Отриманий результат (рис. 6, а) показав, що до початку збурення процеси в демпфері відсутні, тобто динамічна модель імітує стаціонарний процес. Після дії збурення тиск в камері різко зростає і виникають його високочастотні коливання, які поступово загасають і тиск стабілізується. При цьому, на початку процесу відбуваються незначні пульсуючі рухи

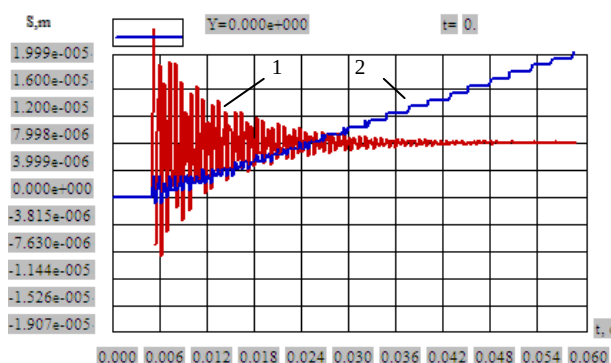
поршня, які поступово згасають і переміщення поршня стає рівномірним. Ступінчатий характер функції переміщення поршня відповідає тактам циклічного розрахунку процесу. Характер процесів на якісному рівні свідчить про коректну роботу моделі.

В другому експерименті, враховуючи, що такт циклу в математичній моделі визначається на основі часу проходження хвилі деформації, було перевірено вплив величини такту на характер процесу. Для цього було проведено експеримент в якому примусово задано такт циклу в 25 разів менший ніж розрахована величина «природного» такту. Результат (рис. 6, б) показав, що при цьому зменшилась амплітуда коливань тиску і переміщення, однак час стабілізації тиску і функція переміщення практично не змінилися. Зменшення амплітуд коливань може бути пояснено зменшенням терміну змін величин на кожному такті процесу. Однак це не означає, що таке уповільнення є більш близьким до реальних процесів. Реальні процеси є узгодженими з часом проходження хвилі деформації, який відповідає вибраним параметрам демпфера. Тому залежності (рис. 6, а), на наш погляд, є більш реалістичними та наближеними до прототипу.

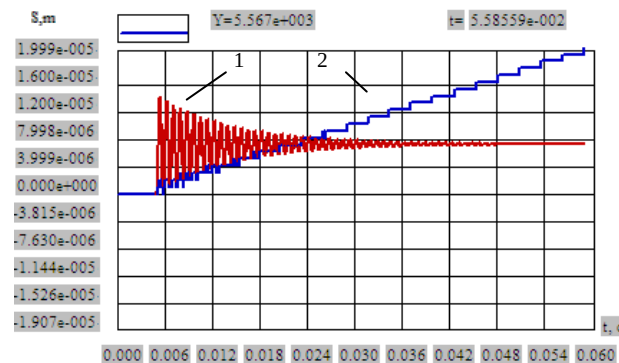
Аналогічні експерименти було проведено для різних значень приведеної рухомої маси. Маса становила $m = 20$ кг, термін такту розрахований в експерименті (рис. 7, а) становив 0,00025 с, а

примусовий термін в експерименті (рис. 7, б) – 0,00001 с. Результати показують, що зі збільшенням маси поршня процес зміни тиску в камері уповільнюється, що відповідає фізичним законам. При цьому зменшення терміну такту в 25 разів не змінило кількість переколювань тиску відносно його усталеного значення, майже не змінило їх амплітуду, але призвело до незначного скорочення часу стабілізації процесів.

Перевірка стійкості математичної моделі до збурень склала зміст наступних тестувань. Модельний експеримент був поставлений наступним чином. Дросель на виході демпфера було закрито, на поршень діяла сила збурення, яка змінювалась за ступінчатим законом. Результат (рис. 8, а) показав незатухаючий автоколивальний процес. Якщо прийняти до уваги, що в математичній моделі не враховані сили тертя, то було припущено, що результат відповідає ідеальному процесу без втрат енергії. Для перевірки припущення було проведено експеримент, в якому в моделі було додано силу в'язкого тертя між поршнем та гільзою демпфера. Результат (рис. 8, б) показав, що процес став затухаючим і, по його завершенню, поршень змістився на величину, що компенсує силу збурення за рахунок пружної деформації рідини. Цей експеримент також продемонстрував відповідність роботи моделі фізичним законам.



а

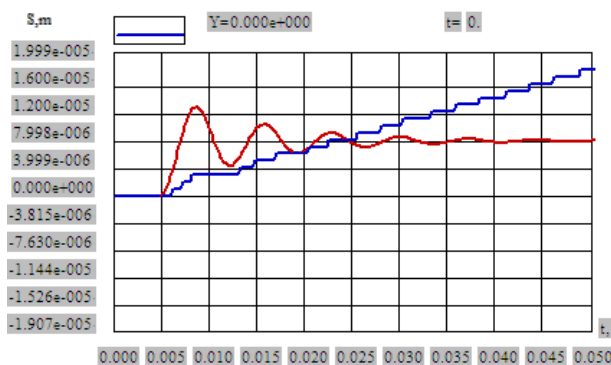


б

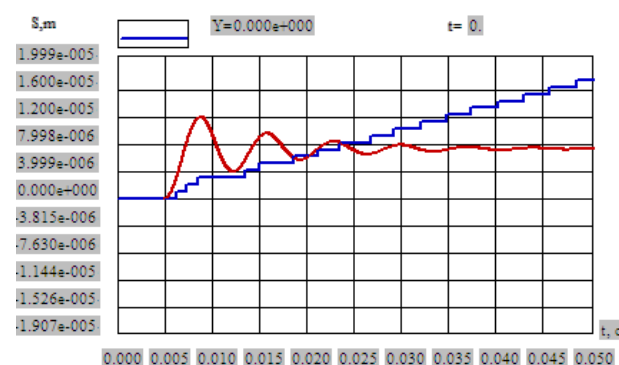
Рис. 6. Результати моделювання процесів в гідравлічному демпфері під дією ступінчатої зміни сили збурення:

а – час такту моделювання природний; б – час такту зменшений у 25 разів;

1 та 2 – графіки зміни тиску і переміщення поршня відповідно



а



б

Рис. 7. Результати моделювання процесів в гідравлічному демпфері під дією ступінчатої зміни сили збурення при масі поршня 20 кг:

а – час такту моделювання природний; б – час такту зменшений у 25 разів;

1 та 2 – графіки зміни тиску і переміщення поршня відповідно

Тестова перевірка експлуатаційних властивостей була спрямована на роботу демпфера в режимі керування площею дроселя. В експерименті було враховано залежність між переміщенням поршня і площею поперечного перетину дроселя. Величина площі прохідного отвору дроселя задана лінійною залежністю від величини переміщення поршня. Результат моделювання (рис. 9, а) показав, що після дії сили збурення поршень плавно гальмувався і зупинився не доходячи до кінцевого положення. При більшому значенні коефіцієнту лінійної залежності площі дроселя від переміщення зупинка поршня відбулася значно раніше, а зміни тиску в камері, за умов не врахованих сил тертя, мали автоколивальний режим (рис. 9, б).

Серія тестових експериментів підтвердила на якісному рівні коректну роботу математичної моделі з структурною імітацією принципу дії об'єкту моделювання. Таким чином, імітація впорядкованості елементарних процесів та перетворень при функціонуванні об'єкту в структурі моделі, разом з виконанням критеріїв продуктивності, замкненості і достатності, можуть бути використані для пришвидшення розробки математичних моделей об'єктів з гідравлічними компонентами.

Важливо відмітити, що для отримання більшої відповідності моделі реальним характеристикам об'єкту моделювання, процес функціонування гідравлічного демпфера необхідно піддати подальшій деталізації. Це може бути, наприклад, врахування інерційної складової при русі рідини, тертя між поршнем і циліндром, нелінійність залежності гідравлічного опору від площі вікна, зміна температури рідини при дроселюванні та ін. Згідно запропонованого підходу при розробці моделі необхідно забезпечувати виконання критеріїв продуктивності, замкненості і достатності та рекомендації щодо обов'язкового існування в процесі функціонування взаємно зворотних елементарних процесів. Це складає необхідні умови для побудови коректної структури.

Адекватність моделі до прототипу на структурному рівні забезпечує її збалансовану роботу при імітації процесу функціонування, а визначення фізичного терміну такту відповідно до параметрів об'єкту виконує функцію, аналогічну до чисельних методів в традиційних моделях.

Одним із тестів щодо виконання критеріїв є моделювання стаціонарного стану об'єкту за допомогою динамічної моделі.

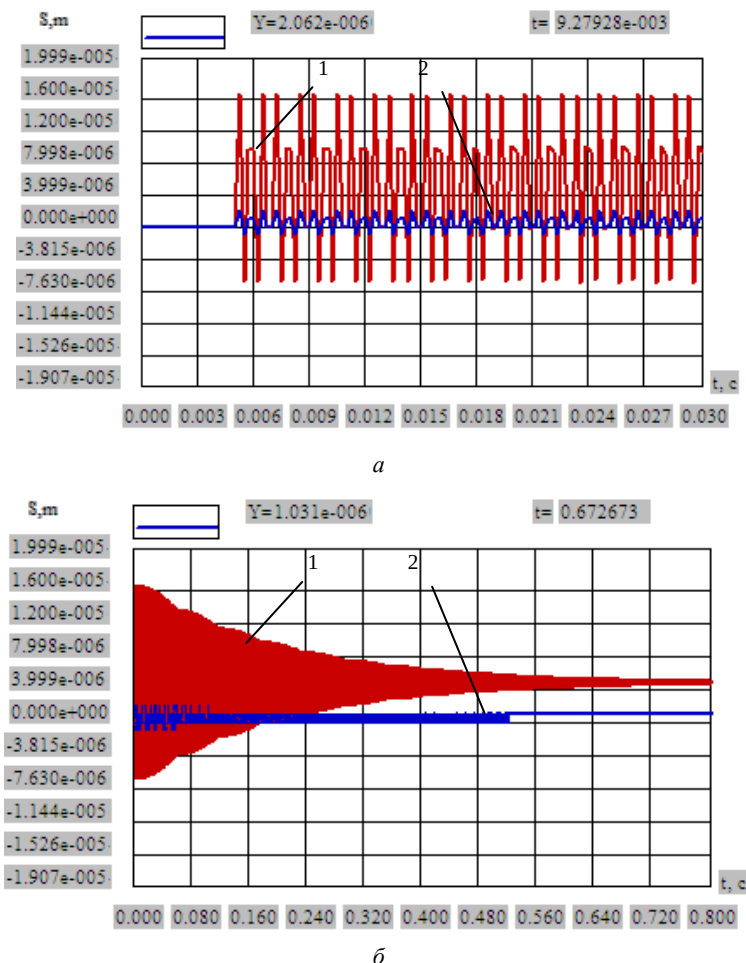


Рис. 8. Результати моделювання процесів в гідравлічному демпфері під дією ступінчатої зміни сили збурення при закритому дроселі:

а – без врахування сил тертя; б – з врахуванням сил в'язкого тертя;
1 та 2 – графіки зміни тиску і переміщення поршня відповідно

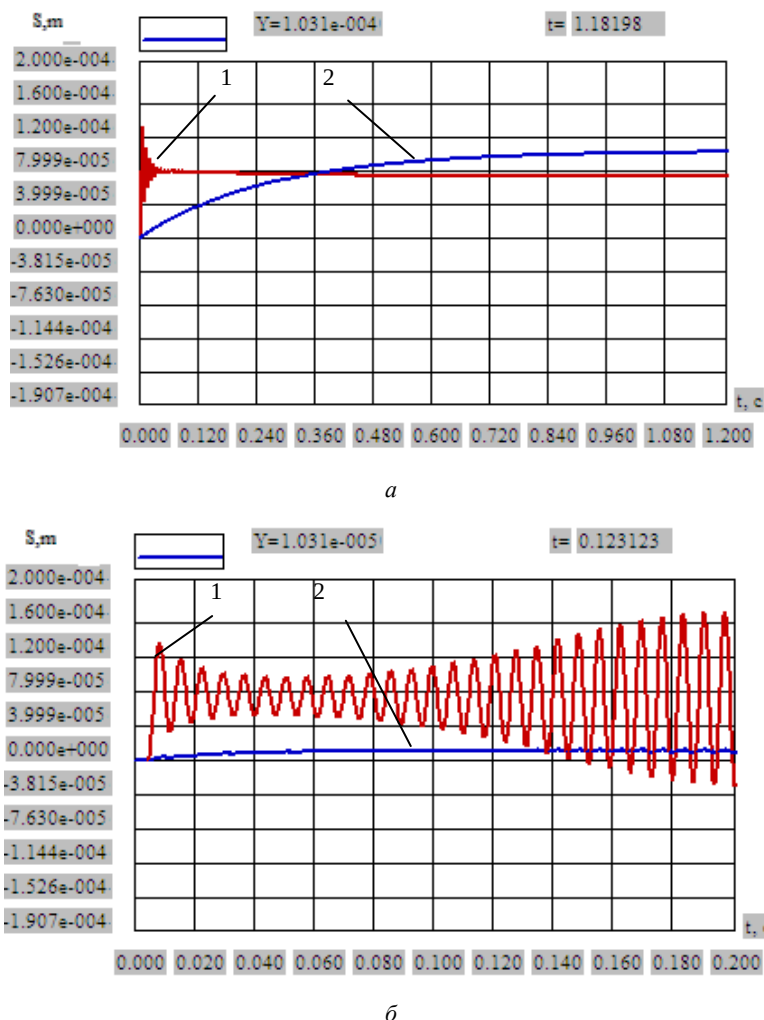


Рис. 9. Результати моделювання процесів в гідравлічному демпфері під дією ступінчастої зміни сили збурення при змінній площі дроселя та відсутності сил тертя:
 а – коефіцієнт зміни площі дроселя дорівнює $-5,024 \times 10^{-3}$; б – коефіцієнт зміни площі дроселя дорівнює $-5,024 \times 10^{-2}$;
 1 та 2 – графіки зміни тиску і переміщення поршня відповідно

Обговорення. Розроблена методика побудови імітаційних моделей використовує структуру процесу функціонування, як це було запропоновано в роботі [14, 15], але додатково надає інструментальні засоби представлення такої структури та критерії, яким вона повинна задовольняти.

Розвинуто ідею покрокового перетворення вхідного сигналу (впливу) у вихідний (продуктивність) [14–17] шляхом деталізації процесу функціонування, наслідком чого є парність дій-функцій в ланцюгу перетворень циклічного процесу функціонування. В запропонованій методиці також використано ідею формування функціонального словника, що знайшло втілення і розвиток в термінах елементарних процесів в гідравлічних пристроях. Завдяки використанню критеріїв при побудові структури процесу функціонування етап верифікації і валідації моделі [3] стає можливим виконувати покроково, що дозволяє зменшити кількість ітерацій та скоротити терміни побудови працездатних моделей. Наведені переваги створюють позитивний ефект при побудові математичних моделей компонентів гідравлічних пристроїв і систем в цілому.

Список літератури

1. *Principles of Mathematical Modeling*. URL: https://application.wiley-vch.de/books/sample/3527407588_c01.pdf (дата звернення: 07.04.2021).
2. *Mathematical Modelling. A guidebook for teachers and teams*. URL: <https://www.immchallenge.org.au/files/IM2C-Teacher-and-student-guide-to-mathematical-modelling.pdf> (дата звернення: 01.04.2021).
3. Muthuri Catherine. *Mathematical Models*. 2009. P. 231–241. URL: https://www.researchgate.net/publication/264219739_Mathematical_Models (дата звернення: 07.04.2021). doi: 10.13140/2.1.2005.0569
4. Murthy D. N., Rodin E. Y. A comparative evaluation of books on mathematical modelling. *Mathematical Modelling*. 1987. Vol. 9, iss. 1. P. 17–28. doi: 10.1016/0270-0255(87)90070-4
5. Dindorf R., Wos P. Force and position control of the integrated electro-hydraulic servo-drive. *20th International Carpathian Control Conference (26–29 May 2019, Krakow-Wieliczka)*. IEEE, 2019. P. 1–6. doi: 10.1109/CarpathianCC.2019.8765986
6. Orošnjak M., Jocanović M., Karanović V. Simulation and modeling of a hydraulic system in FluidSim. *17th International Scientific Conference on Industrial Systems (4–6 October 2017, Novi Sad)*. University of Novi Sad, 2017. P. 1–4.
7. Bauchau O. A., Liu H. On the Modeling of Hydraulic Components in Rotorcraft Systems. *Journal of the American Helicopter Society*. 2006. Vol. 51, no. 2. P. 175–184. doi: 10.4050/JAHS.51.175
8. Köster M. A. *Dissertation. On Modeling, Analysis and Nonlinear Control of Hydraulic Systems*. Karlsruhe Institute of Technology, 2017. 227 p.
9. Сокол Є. І., Черкашенко М. В., Дранковський В. Е. Управління і енергетичні моделі оборотних гідромашин. *Bulletin of the*

- National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units. Kharkiv: NTU "KhPI". 2019. No. 2. P. 4–11. doi: 10.20998/2411-3441.2019.2.01
10. Karnopp D. C., Margolis D. L., Rosenberg R. C. *System dynamic: a Unified Approach*. Wiley-Interscience, 1990. 528 p.
 11. Damic V., Cohodar M., Kulenovic M. Modeling and simulation of hydraulic systems by bond graphs. *Annals of DAAAM for 2012 & Proceedings of the 23rd International DAAAM Symposium*. Vol. 23, no. 1. Vienna: DAAAM International, 2012. P. 0591–0594.
 12. Nikitin O., Xuan Z. H. Review of two-line hydraulic drive research. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. Vol. 779. IOP Publishing, 2020. doi: 10.1088/1757-899X/779/1/012022
 13. Medvedev V. S., Romanova T. A. Synthesis of control algorithms providing independence of multidimensional plant subsystems. *Izvestiya Akademii Nauk. Teoriya i Sistemy Upravleniya*. 1995. Vol. 1. P. 54–71.
 14. Bychkov M., Krasovsky A. Taking into Account Nonlinear Properties of Switched Reluctance Machines in Electric Drive Control Algorithms. *10th International Conference on Electrical Power Drive Systems (3–6 October 2018, Novochoerkassk)*. IEEE, 2018. doi: 10.1109/ICEPDS.2018.8571868
 15. Kleer J., Brown J. S. A Qualitative Physics Based on Confluences. *Artificial intelligence*. 1984. Vol. 24, iss. 1–3. P. 7–83. doi: 10.1016/0004-3702(84)90037-7
 16. Rodenacker W. G. *Methodisches Konstruieren*. Berlin: Springer, 1971. 233 p. doi: 10.1007/978-3-662-22159-4
 17. Umeda Y., Takeda H., Tomiyama T., Yoshikawa H. Function, Behavior, and Structure. *Applications of artificial intelligence in engineering V*. 1990. Vol. 1. P. 177–193.
 18. Pahl G., Beitz W. *Engineering Design: A Systematic Approach*. Berlin: Springer, 1996.
 19. Pahl G., Beitz W., Feldhusen J., Grote K. *Engineering Design: A Systematic Approach*. Berlin: Springer, 2007. 617 p.
 20. Stone R. B., Wood K. Development of a Functional Basis for Design. *ASME Journal of Mechanical Design*. 2000. Vol. 122. P. 359–370.
 21. Ulrich K., Eppinger S. D. *Product Design and Development*. McGraw-Hill Higher Education, 2008.
 22. Eisenbart B., Gericke K., Blessing L. An Analysis of Functional Modeling Approaches Across Disciplines. *AI EDAM*. 2013. Vol. 27, iss. 3. P. 281–289. doi: 10.1017/S0890060413000280
 23. Hirtz J., Stone R. B., McAdams D. A., Szykman S., Wood K. L. A Functional Basis for Engineering Design: Reconciling and Evolving Previous Efforts. *Research in Engineering Design*. 2002. Vol. 13, no. 2. P. 65–82. doi: 10.1007/s00163-001-0008-3
 24. Абрамов Ю. А., Губарев А. П., Узунов А. В., Деревянко А. А., Карлаш С. П. *Управление в технических системах с газовыми и жидкими компонентами*. Киев: ИСМО, 1997. 288 с.
 - Control Conference (26–29 May 2019, Krakow-Wieliczka). IEEE Publ., 2019, pp. 1–6. doi: 10.1109/CarpethianCC.2019.8765986
 6. Orošnjak M., Jovanović M., Karanović V. Simulation and modeling of a hydraulic system in FluidSim. *17th International Scientific Conference on Industrial Systems (4–6 October 2017, Novi Sad)*. University of Novi Sad Publ., 2017, pp. 1–4.
 7. Bauchau O. A., Liu H. On the Modeling of Hydraulic Components in Rotorcraft Systems. *Journal of the American Helicopter Society*. 2006, vol. 51, no. 2, pp. 175–184. doi: 10.4050/JAHS.51.175
 8. Köster M. A. *Dissertation. On Modeling, Analysis and Nonlinear Control of Hydraulic Systems*. Karlsruhe Institute of Technology Publ., 2017. 227 p.
 9. Sokol Ye. I., Cherkashenko M. V., Drankovskyy V. E. Upravlinnya i enerhetychni modeli oborotnykh hidromashyn [Control and Energy Models of Reversible Hydraulic Machines]. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv: NTU "KhPI" Publ., 2019, no. 2, pp. 4–11. doi: 10.20998/2411-3441.2019.2.01
 10. Karnopp D. C., Margolis D. L., Rosenberg R. C. *System dynamic: a Unified Approach*. Wiley-Interscience Publ., 1990. 528 p.
 11. Damic V., Cohodar M., Kulenovic M. Modeling and simulation of hydraulic systems by bond graphs. *Annals of DAAAM for 2012 & Proceedings of the 23rd International DAAAM Symposium*. Vol. 23, no. 1. Vienna: DAAAM International Publ., 2012, pp. 0591–0594.
 12. Nikitin O., Xuan Z. H. Review of two-line hydraulic drive research. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. Vol. 779. IOP Publ., 2020. doi: 10.1088/1757-899X/779/1/012022
 13. Medvedev V. S., Romanova T. A. Synthesis of control algorithms providing independence of multidimensional plant subsystems. *Izvestiya Akademii Nauk. Teoriya i Sistemy Upravleniya*. 1995, vol. 1, pp. 54–71.
 14. Bychkov M., Krasovsky A. Taking into Account Nonlinear Properties of Switched Reluctance Machines in Electric Drive Control Algorithms. *10th International Conference on Electrical Power Drive Systems (3–6 October 2018, Novochoerkassk)*. IEEE Publ., 2018. doi: 10.1109/ICEPDS.2018.8571868
 15. Kleer J., Brown J. S. A Qualitative Physics Based on Confluences. *Artificial intelligence*. 1984, vol. 24, iss. 1–3, pp. 7–83. doi: 10.1016/0004-3702(84)90037-7
 16. Rodenacker W. G. *Methodisches Konstruieren*. Berlin, Springer Publ., 1971. 233 p. doi: 10.1007/978-3-662-22159-4
 17. Umeda Y., Takeda H., Tomiyama T., Yoshikawa H. Function, Behavior, and Structure. *Applications of artificial intelligence in engineering V*. 1990, vol. 1, pp. 177–193.
 18. Pahl G., Beitz W. *Engineering Design: A Systematic Approach*. Berlin, Springer Publ., 1996.
 19. Pahl G., Beitz W., Feldhusen J., Grote K. *Engineering Design: A Systematic Approach*. Berlin, Springer Publ., 2007. 617 p.
 20. Stone R. B., Wood K. Development of a Functional Basis for Design. *ASME Journal of Mechanical Design*. 2000, vol. 122, pp. 359–370.
 21. Ulrich K., Eppinger S. D. *Product Design and Development*. McGraw-Hill Higher Education Publ., 2008.
 22. Eisenbart B., Gericke K., Blessing L. An Analysis of Functional Modeling Approaches Across Disciplines. *AI EDAM*. 2013, vol. 27, iss. 3, pp. 281–289. doi: 10.1017/S0890060413000280
 23. Hirtz J., Stone R. B., McAdams D. A., Szykman S., Wood K. L. A Functional Basis for Engineering Design: Reconciling and Evolving Previous Efforts. *Research in Engineering Design*. 2002, vol. 13, no. 2, pp. 65–82. doi: 10.1007/s00163-001-0008-3
 24. Abramov Yu. A., Gubarev A. P., Uzunov A. V., Derevyanko A. A., Karlash S. P. *Upravlenie v tekhnicheskikh sistemakh s gazovymi i zhidkimi komponentami* [Control in technical systems with gas and liquid components]. Kiev, ISMO Publ., 1997. 288 p.

References (transliterated)

1. *Principles of Mathematical Modeling*. Available at: https://application.wiley-vch.de/books/sample/3527407588_c01.pdf (accessed: 07.04.2021).
2. *Mathematical Modelling. A guidebook for teachers and teams*. Available at: <https://www.immchallenge.org.au/files/IM2C-Teacher-and-student-guide-to-mathematical-modelling.pdf> (accessed: 01.04.2021).
3. Catherine Muthuri. *Mathematical Models*. 2009. P. 231–241. Available at: https://www.researchgate.net/publication/264219739_Mathematical_Models (accessed: 07.04.2021). doi: 10.13140/2.1.2005.0569
4. Murthy D. N., Rodin E. Y. A comparative evaluation of books on mathematical modelling. *Mathematical Modelling*. 1987, vol. 9, iss. 1, pp. 17–28. doi: 10.1016/0270-0255(87)90070-4
5. Dindorf R., Wos P. Force and position control of the integrated electro-hydraulic servo-drive. *20th International Carpathian*

Надійшла (received) 09.04.2021

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Узунов Олександр Васильович (Узунов Александр Васильевич, Uzunov Oleksandr) – доктор технічних наук, професор, Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут ім. І. Сікорського», професор кафедри «Прикладна гідроаеромеханіка і механотроніка»; м. Київ, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-0002-1672>; e-mail: uzua@i.ua

Губарев Олександр Павлович (Губарев Александр Павлович, Gubarev Oleksandr) – доктор технічних наук, професор, Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут ім. І. Сікорського», професор кафедри «Прикладна гідроаеромеханіка і механотроніка»; м. Київ, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-0924-4103>; e-mail: gubarev@i.ua

I. NOCHNICHENKO, V. KRYVOSHEIEV, O. JAKHNO, O. LUHOVSKYI**EXPERIMENTAL STUDY OF CAVITATION-HYDRODYNAMIC LUMINESCENCE IN GAS-LIQUID ENVIRONMENT**

The article presents the results of the study of cavitation processes in technological equipment related to analytical phenomena that are accompanied by cavitation. One of the important factors accompanying cavitation processes is hydrodynamic luminescence. The information analysis of the existing theories of luminescence formation, including at hydrodynamic processes in liquids and gas-liquid environments is carried out that allowed to substantiate the basic conditions which provide emergence of the phenomenon of hydroluminescence. A literature search revealed that there is no unambiguous theory of the nature of sonoluminescence and hydroluminescence. These processes have several theories of their origin: thermal, electrical, quantum and even nuclear. Moreover, each theory is to some extent confirmed by the experiments of scientists, but at the same time is not fully disclosed. This ambiguous interpretation leads to the conclusion that the current situation cannot be considered satisfactory. Detailed experimental studies of this phenomenon are needed. For the practical study of the mechanisms of hydrodynamic luminescence, an experimental stand based on a hydrodynamic cavitator was developed and manufactured. This stand allows to investigate the cost characteristics of the cavitator, to observe and make photo and video fixation of the phenomenon of hydroluminescence in the flow of liquid or gas-liquid mixture, for which an ejector mixer was used. As a result of application of experimental-analytical method and technical visualization it is established that the phenomenon of hydroluminescence begins at an oil pressure of 20 bar, and at its saturation with inert gas – occurs at much lower pressures within 10 bar. According to our observations, with increasing flow velocity in the narrowing region, cavitation first occurs, then, with a further increase in the flow velocity, single sparks begin to appear, and at some point there is a "breakdown" and a stable glow. Based on the results of processing and analysis of experimental studies, a conceptual model of the stages of origin and development of the cavitation process and the accompanying effects is built. The conducted researches allowed to reveal the cavitation zones arising in the cavitator. Cavitation areas were identified with the help of high-speed video recording and the mechanism of its development was investigated. In addition, the visualized characteristics of the closed volume to some extent clarify the existing ideas about the behavior of the liquid and gas-liquid mixture in the nozzle. It is concluded that the phenomenon of hydroluminescence (triboluminescence) can be used as a method of cavitation visualization. At the same time, the management of workflows that accompany the phenomenon of cavitation is quite relevant because it allows you to deal with the undesirable consequences of cavitation.

Keywords: luminescence, cavitator, cavitation, sonoluminescence, hydroluminescence, triboluminescence, throttle, ejector, gas-liquid mixture, visualization of liquid flow, point temperature, viscosity, cavitation number, liquid flow rate, spectroscopy.

I. В. НОЧНИЧЕНКО, В. Є. КРИВОШЕЄВ, О. М. ЯХНО, О. Ф. ЛУГОВСЬКИЙ**ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ КАВІТАЦІЙНО-ГІДРОДИНАМІЧНОЇ ЛЮМІНЕСЦЕНЦІЇ В ГАЗО-РІДИННОМУ СЕРЕДОВИЩІ**

У статті представлені результати дослідження кавітаційних процесів у технологічному обладнанні, пов'язаних з аналітичними явищами, що супроводжуються під час кавітації. Одним з важливих факторів, що супроводжують кавітаційні процеси являється гідродинамічна люмінесценція. Проведено інформаційний аналіз існуючих теорій утворення люмінесценції, в тому числі при гідродинамічних процесах в рідинах і газо-рідинних середовищах, що дозволило обґрунтувати основні умови, які забезпечують виникнення явища гідролюмінесценції. Проведений літературний пошук виявив, що не існує однозначної теорії природи виникнення сонолюмінесценції і гідролюмінесценції. Дані процеси мають кілька теорій їх виникнення: теплова, електрична, квантова і навіть ядерна. Причому кожна теорія в якійсь мірі підтверджується дослідженнями вчених, але в той же час не є повністю розкритою. Таке неоднозначне трактування призводить до висновку, що ситуацію, що склалася не можна вважати задовільною. Необхідні розгорнуті експериментальні дослідження даного явища. Для практичного вивчення механізмів виникнення гідродинамічної люмінесценції був розроблений і виготовлений експериментальний стенд на основі гідродинамічного кавітатора. Даний стенд дозволяє досліджувати витратну характеристику кавітатора, спостерігати і робити фото- і відео фіксацію явища гідролюмінесценції в потоці рідини або газо-рідинній суміші, для отримання якої використовувався ежекторний змішувач. В результаті застосування експериментально-аналітичного методу і технічної візуалізації встановлено, що явище гідролюмінесценції починається при тиску масла 20 бар, а при його насиченні інертним газом – відбувається при значно менших тисках в межах 10 бар. За нашими спостереженнями, зі збільшенням швидкості потоку в області звуження спочатку виникає кавітація, потім, при подальшому збільшенні швидкості потоку, починають з'являтися поодинокі іскри, а з певного моменту відбувається «пробій» і встановлюється стабільне свічення. За результатами обробки і аналізу проведених експериментальних досліджень побудована концептуальна модель етапів виникнення і розвитку процесу кавітації і супутніх цьому ефектів. Проведені дослідження дозволили виявити кавітаційні зони, що виникають в кавітаторі. З допомогою швидкісної відеозйомки були виявлені області кавітації і досліджено механізм її розвитку. Крім того, отримані за рахунок візуалізації характеристики замкнутого обсягу певною мірою прояснюють існуючі уявлення про поведінку рідини і газо-рідинної суміші в соплі. Зроблено висновок, що явище гідролюмінесценції (триболюмінесценції) може використовуватись як метод візуалізації кавітації. У той же час керування робочими процесами, які супроводжують явище кавітації, є досить актуальним, оскільки дозволяє боротися з небажаними наслідками кавітації.

Ключові слова: люмінесценція, кавітатор, кавітація, сонолюмінесценція, гідролюмінесценція, триболюмінесценція, дросель, ежектор, газо-рідинне середовище, візуалізація потоку рідини, точкова температура, в'язкість, кавітаційне число, швидкість потоку рідини, спектроскопія.

И. В. НОЧНИЧЕНКО, В. Е. КРИВОШЕЕВ, О. М. ЯХНО, О. Ф. ЛУГОВСКОЙ**ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ КАВИТАЦИОННО-ГИДРОДИНАМИЧЕСКОЙ ЛЮМИНЕСЦЕНЦИИ В ГАЗО-ЖИДКОСТНОЙ СРЕДЕ**

В статье представлены результаты исследования кавитационных процессов в технологическом оборудовании, связанных с аналитическими явлениями, сопровождающимися при кавитации. Одним из важных факторов, сопровождающих кавитационные процессы является гидродинамическая люминесценция. Проведен информационный анализ существующих теорий образования люминесценции, в том числе при гидродинамических процессах в жидкостях и газо-жидкостных средах, что позволило обосновать основные условия, которые

© I. Nochnichenko, V. Kryvosheiev, O. Jakhno, O. Luhovskiy, 2021

обеспечивают возникновения явления гидролюминесценции. Проведенный литературный поиск обнаружил, что не существует однозначной теории природы возникновения сонолюминесценции и гидролюминесценции. Данные процессы имеют несколько теорий возникновения: тепловая, электрическая, квантовая и даже ядерная. Причем каждая теория в какой-то степени подтверждается опытами ученых, но в то же время не является полностью раскрытой. Такое неоднозначное трактование приводит к выводу, что ситуацию нельзя считать удовлетворительной. Необходимы развернутые экспериментальные исследования данного явления. Для практического изучения механизмов возникновения гидродинамической люминесценции был разработан и изготовлен экспериментальный стенд на основе гидродинамического кавитатора. Данный стенд позволяет исследовать расходную характеристику кавитатора, наблюдать и делать фото и видео фиксацию явления гидролюминесценции в потоке жидкости или газо-жидкостной смеси, для получения которой использовался эжекторный смеситель. В результате применения экспериментально-аналитического метода и технической визуализации установлено, что явление гидролюминесценции начинается при давлении масла 20 бар, а при его насыщении инертным газом – происходит при значительно меньших давлениях в пределах 10 бар. По нашим наблюдениям, с увеличением скорости потока в области сужения сначала возникает кавитация, затем, при дальнейшем увеличении скорости потока, начинают появляться единичные искры, а с определенного момента происходит «пробой» и устанавливается стабильное свечение. По результатам обработки и анализа проведенных экспериментальных исследований построена концептуальная модель этапов возникновения и развития процесса кавитации и сопутствующих этому эффектов. Проведенные исследования позволили выявить кавитационные зоны, возникающие в кавитаторе. С помощью скоростной видеосъемки были обнаружены области кавитации и исследован механизм её развития. Кроме того, полученные за счет визуализации характеристики замкнутого объема в определенной степени проясняют существующие представления о поведении жидкости и газо-жидкостной смеси в сопле. Сделан вывод, что явление гидролюминесценции (триболюминесценция) может использоваться как метод визуализации кавитации. В то же время управления рабочими процессами, которые сопровождают явление кавитации, является весьма актуальным, поскольку позволяет бороться с нежелательными последствиями кавитации.

Ключевые слова: люминесценция, кавитатор, кавитация, сонолюминесценция, гидролюминесценция, триболюминесценция, дрессель, эжектор, газо-жидкостная среда, визуализация потока жидкости, точечная температура, вязкость, кавитационное число, скорость потока жидкости, спектроскопия.

Introduction. The phenomenon of luminescence can be interpreted as the light radiation of substances that is excess over their thermal radiation at a given temperature and excited by a certain energy source. Such sources can be radioactive, X-ray or light radiation, chemical reactions, mechanical actions, electric fields, etc. (Table 1).

Table 1 – Types of luminescence

Types of luminescence (by the method of excitation of molecules)	
Photoluminescence	Excitation by visible or ultraviolet radiation
X-ray luminescence	X-ray excitation
Cathodoluminescence	Luminescence of a phosphor when bombarded by electrons (cathode jets)
Radioluminescence	Glow under the action of nuclear radiation (alpha parts, beta parts, gamma radiation, protons, etc.)
Chemical luminescence (bio-chemical luminescence)	Glow due to the energy of chemical (and biochemical) reactions
Electroluminescence	Glow of phosphors in electric fields
Sonoluminescence	Excitation by sound or ultrasound
Triboluminescence	Luminescence as a result of deformation during rubbing, destruction of mechanical particles
Hydrodynamic luminescence	Emission of light by the liquid arising at cavitation of the bubbles caused exclusively by hydrodynamic effects

In the elements and devices of modern hydraulic systems, the working pressure can reach up to 2000 bar [1, 2]. In the throttle elements of hydraulic equipment, the flow of working fluid has a pronounced turbulent nature. At a high speed of the working fluid in the throttle elements there is cavitation and the associated active release of bubbles of undissolved air and steam [2–5].

Cavitation leads to a number of physicochemical processes, may be accompanied by cavitation chemical reactions, oxidation, destruction, destruction of molecules and luminescence. Rapid collapse of vapor-gas bubbles-caverns, according to the laws of thermodynamics, can cause a local increase in temperature up to 1500 K, and under certain conditions, and light radiation of liquid or radiation of light quanta (electronic breakdown [1]).

The effect of hydroluminescence (GL) was first discovered by Konstantinov in 1947 [6]. With a flat flow of water of a solid body (round cylinders) in the flat channel there was a glow behind the cylinders, with highly developed hydrodynamic cavitation.

In 1964, Jarman and Taylor recorded a weak luminescent glow of water in the area of the cavitation cavities in the Venturi tube. In his dissertation, Peterson [2] in 1966 also noted light radiation in the field of bubbling during hydrodynamic cavitation.

In the 70s of the twentieth century Koldomasov A. I. the glow of distilled water flowing in a narrow channel was detected [7]. The nature of light radiation was explained by plasma discharges during water cavitation, but the cause of the discharges and the source of plasma formation were unclear.

In 2004, Pilgunov V. N. and Efremova K. D. found intense light radiation during the passage of mineral oil through the diaphragm throttle [2].

Later (2007–2010) similar phenomena were found in the study of cavitation in organic liquids flowing at high speed in narrow dielectric channels [5].

The information analysis of the sources showed that there is no unambiguous theory of hydrodynamic luminescence and unambiguous interpretation of its nature.

The largest number of results of experimental and theoretical works indicates that the processes of hydrodynamic luminescence have an electrical nature of origin, but there are also a number of works in which arguments are made in favor of thermal theory.

Electrical theory is based on electrical phenomena inside the bubble itself or its interaction with near-cavitating

bubbles. As a substantiation of this theory, the messages about the correspondence of the continuous spectrum observed during sonoluminescence to the radiation spectrum of an absolutely black body play a certain role.

Even in [8], light radiation was associated with electric discharges in the liquid. The electrical effects that accompany the flow of liquid at high pressure were directly observed in [5, 6], in [4] a similar conclusion was made as a result of indirect measurements. In general, the relationship between cavitation and electric discharges can be important for understanding the physical nature of the breakdown of liquid dielectrics.

However, detailed ideas about the mechanism of hydroluminescence are still unclear. Which phases – gas (bubble), liquid (flowing liquid itself) or even solid (channel wall) – are responsible for light radiation, to what extent can this physical mechanism be applied to sonoluminescence as a phenomenon in general?

For example, in [9] the crucial role is played by the emission of electrons from the wall, which adhere to the molecules of the liquid with the release of photons.

The thermal theory is based on the assumption that when exposed to a cavitation bubble, high temperatures are formed inside it, which stimulate the emission of radiation by the bubble.

The thermal theory of hydrodynamic luminescence was proposed by Koldamasov [7], pointing out in his article that the source of luminescence is a plasma clot formed with an average temperature. 10^4 K.

Proponents of the thermal theory of hydrodynamic luminescence include Gordeyev and Serbinov [10, 11]. In a series of experiments to study the excitation of an explosion in liquid explosives in [11] it was found that the initiation of an explosion by cavitation does not occur during expansion, but during the closure of the cavitation cavity in the explosive liquid. Based on the obtained results, the authors [10, 11] concluded that the cause of light emission during hydrodynamic luminescence is the thermal processes that occur during cavitation.

There are also other variants of thermal theory. According to Griffing's hypothesis, light radiation in water occurs during radical recombination H^+ , OH^- , formed by thermal hemolytic dissociation of water. Jarman considered the closure of a cavitation bubble as a microscopic shock tube in which, when the bubble is compressed, the shock waves are focused, and the light radiation corresponds to a thermal process. The possibility of excitation of thermonuclear reactions in a sonoluminescence bubble is expressed by the authors, and there is also refuting this possibility of the article [12].

There is also a hypothesis based on **quantum theory**, which was proposed by the famous physicist Julian Schwinger [13] and discussed in more detail in an article by Claudia Eberlein of the University of Sussex (UK).

Eberlane [14] assumes that sonoluminescence during cavitation is generated by a vacuum inside bubbles, similar to Hawking radiation, ie radiation emitted on the horizon of black hole formation. Quantum theory states that a vacuum contains "virtual" particles. According to this explanation of vacuum energy, the rapidly moving

interface between a liquid and a gas converts "virtual" photons into real photons.

This hypothesis is based on the consideration of changes in the vacuum state of the electromagnetic field in the bubble in the process of rapid change in the shape of the latter, in terms of close to that usually used in describing the Casimir effect. For example, when considering the vacuum state of an electromagnetic field in a flat capacitor, depending on the boundary conditions defined by the plates.

However, some authors have argued that sonoluminescence releases too much energy in a very short time interval to match the explanation of vacuum energy [15], although other reliable sources claim that the explanation of vacuum energy may be correct [16].

If this is true, then sonoluminescence is the first example in which radiation associated with a change in the vacuum state is directly and experimentally observed.

Some researchers have proposed and substantiated the theory of nuclear fusion on the grounds that the actual temperatures in sonoluminescent systems can be much higher than 20,000 K. Some studies claim that the measured temperatures reach 100,000 K, and suggest that the temperature can reach millions of kelvins [17]. Such a high temperature can cause fusion. This phenomenon is sometimes called "bubble fusion" and is compared to the implosion scheme used in the thermonuclear component of thermonuclear weapons.

In 2006, researchers from the Rensseler Polytechnic Institute (USA) stated that in experiments on sonoluminescence produced nuclear fusion [18, 19].

R. P. Taleyarkhan's experiments conducted in 2002 and 2005 using deuterium acetone showed that he was able to reach temperatures of the order of millions of kelvins in a sonoluminescent flash, observing the products of the thermonuclear reaction: tritium and neutrons. Confirmation of the results of these experiments would allow to obtain a compact thermonuclear reactor. However, the experiments were considered poor, and doubts were expressed about the report of the author's scientific discovery. This report has lost interest among the scientific community.

This paper presents the results of studies of the phenomenon of hydroluminescence, ie the emission of light by a liquid, which occurs during the cavitation of bubbles caused by hydrodynamic effects in a gas-liquid medium.

The main processes that accompany hydrodynamic luminescence are:

- sound;
- luminescence;
- local temperature rise;
- hydraulic shocks and pressure pulsation, etc.

Cavitation can cause many effects (Fig. 1).

Hydrodynamic luminescence (HL) is the emission of light by a liquid in a narrow channel. It can be explained that HL is caused by friction, so this is also a special case of mechanical luminescence, which occurs when grinding, crushing or splitting crystals – triboluminescence. That is, HL is the triboluminescence of the fluid.

HL spectroscopy gives us information about the

conditions in the fluorescent liquid – exactly, about the conditions in the bubbles, because the main source of light is the emission of gas into the air bubbles. The HL spectrum gives a clear light of non-equilibrium plasma radiation in bubbles.

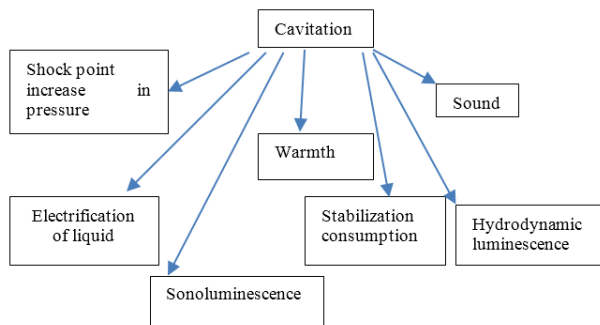


Fig. 1 Cavitation processes and effects

Thus, the effect of hydrodynamic luminescence is electrical. The insert material, in the zone of intense cavitation, emits electrons that are transferred by the flow, and at the inlet edge of the holes a positive charge of high density is formed, the potential of which relative to the ground can reach kilovolts.

What is the drag when flowing around solids with a stream of liquid or gas – it is well known. However, in addition to the drag, when flowing there is a so-called wave resistance, which is the result of energy consumption for the formation of acoustic or shock waves. In gases, for example, shock waves occur during the formation of a jump seal in the frontal surface of the body when flowing around it by a supersonic gas flow. At formation of a jump of consolidation density, temperature, pressure, speed of substance of a stream sharply increase, as a result processes of dissociation and ionization of the molecules which are followed by powerful light radiation can take place. Light radiation can greatly heat both the gas in front of the wave front and the surface of a moving body.

The questions related to the description of the stages of luminescence in the fluid flow during hydrodynamic cavitation are quite complex, which until recently remain completely unexplored. This is especially true of the multicomponent medium, which includes oil and petroleum products (hydraulic oils). In this regard, we consider hydrodynamic luminescence from the standpoint of physicochemistry and the most well-founded two theories of origin – thermal and electrical. Information about the formation of luminescence is especially important for cavitation technologies, as at this level when closing the bubble in oscillations can release significant energy, which is often used for high-quality mixing of media, their separation and destruction at the molecular level, polarization, etc. So, for example, it is established that at fluctuation of small gas bubbles in water, in a compression phase, in a short period of time 10^{-8} – 10^{-9} c, order pressures may occur 10^3 MPa and "point" temperature 10^4 °C.

Sufficiently high energy is released in a short time when the bubble closes, when an area of high pressure

appears in the local area (to $4 \cdot 10^3$ MPa) and intense jet flow with cumulative microcurrent velocities 300–500 m/c. During a pulsed discharge, radiation occurs: ionizing, acoustic waves, electromagnetic fields and high-speed fluxes with the occurrence of cavitation when closing the discharge zone [1].

Visualization and study. A sample with a transparent plexiglass cylinder was used for visualization (Fig. 2).

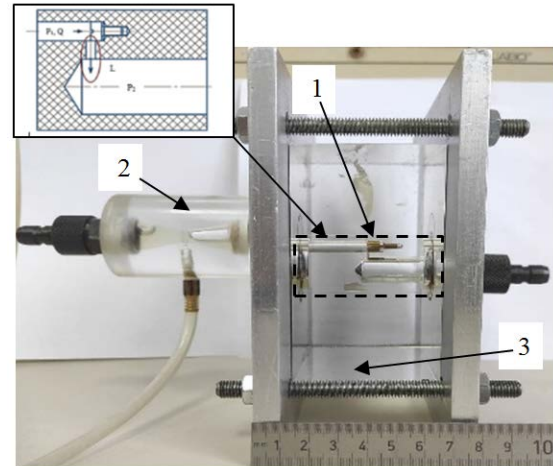


Fig. 2. Design of a model (sample) of research: 1 – reactor; 2 – ejector; 3 – body

The experiments were performed at a pressure drop to 5 MPa and consumption to 10^{-5} m³/c. The sample was connected to the hydraulic system according to the scheme (Fig. 3).

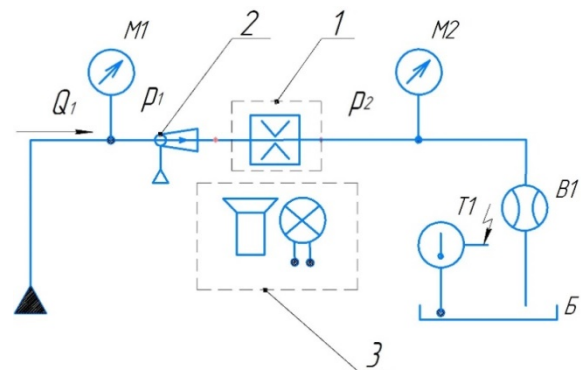


Fig. 3. Schematic hydraulic diagram of the test bench: 1 – cavitator; 2 – ejector; 3 – speed video camera

The main parameters that were controlled: the level of inlet pressure, the pressure drop at the inlet and outlet of the sample, flow rate and outlet temperature. The temperature of the working fluid was monitored in the apparatus using a reference thermocouple. Experimental studies on the rotary mode using the working fluid type "H-L". Processing on the sample of the piston valve was carried out by the camera at a speed of 120–1000 frames per second. Studies were conducted to obtain data describing the structure and parameters of the flow (Fig. 4).

The amount of gases in the bubbles depends on the number of cavitation. Critical flow parameters and

depending on the height and velocity of the pressure, indicating the beginning of the cavitation of the flow, can be calculated [1]:

$$\chi = \frac{2(p_1 - p_2)}{\rho \cdot V_1^2},$$

where p_1 , V_1 – pressure and flow rate, for example at the inlet of the valve; p_2 – vapor pressure; ρ – fluid density.

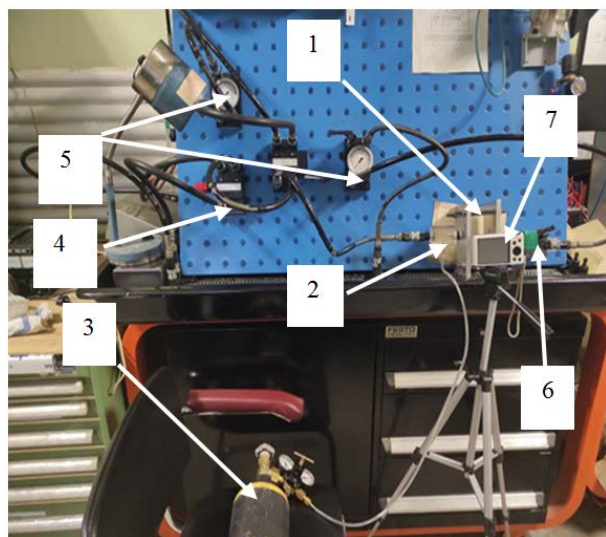


Fig. 4. Schematic diagram of hydraulic test stand:
1 – cavitator; 2 – ejector; 3 – system for saturation of the liquid flow with noble gases; 4 – safety valve; 5 – manometers at the inlet and outlet; 6 – temperature sensors; 7 – speed camera

The method of experimental research consisted of the following actions. Setting the required pressure drop on the apparatus, the temperature of the working fluid was controlled by a reference thermocouple and measured the volumetric flow rate. According to the results of the study, a number of images were obtained, which are presented in Table 2.

Investigation of the influence of inert gas saturation on hydrodynamic luminescence. According

to the results of the study, a number of images were obtained, and it is possible to draw conclusions about the effect of noble gas saturation on the intensity of luminescence that occurs behind the screw in the throttle channel.

Table 2 – Conditions for conducting experiments

Conditions for the experiment	Parameters	Picture
Without saturation	$\Delta p = 2$ MPa, oil temperature $t = 33$ °C, $Q = 0,000012$ m ³ /s, throttle area $0,00003$ m ² , $v_{thr} = 25$ m/s	Fig. 5, a, b
Without saturation	$\Delta p = 5$ MPa, oil temperature $t = 33$ °C, $Q = 0,0000004$ m ³ /s, throttle area $0,00003$ m ² , $v_{thr} = 100$ m/s	Fig. 6, a
Nitrogen saturation	$\Delta p = 5$ MPa, oil temperature $t = 33$ °C, $Q = 0,0000004$ m ³ /s, throttle area $0,00003$ m ² , $v_{thr} = 100$ m/s	Fig. 6, b
Argon saturation	$\Delta p = 5$ MPa, oil temperature $t = 33$ °C, $Q = 0,0000004$ m ³ /s, throttle area $0,00003$ m ² , $v_{thr} = 100$ m/s	Fig. 6, c
A mixture of gases Nitrogen + Argon	$\Delta p = 5$ MPa, oil temperature $t = 33$ °C, $Q = 0,0000004$ m ³ /s, throttle area $0,00003$ m ² , $v_{thr} = 100$ m/s	Fig. 6, d

In Fig. 5, 6 show images for different stages of luminescence with saturation and without saturation (argon and nitrogen) (single-phase, two-phase flow).

Thus, observations show that the least intense luminescence was observed without additional saturation of the liquid with noble gases (Table 2). Thus, we can assume that the luminescence intensity will increase with gas saturation. To test this hypothesis, a stand was developed to investigate the effect of gas saturation on the luminescence effect. Saturation was due to the use of a specially designed ejector before entering the cavitator.

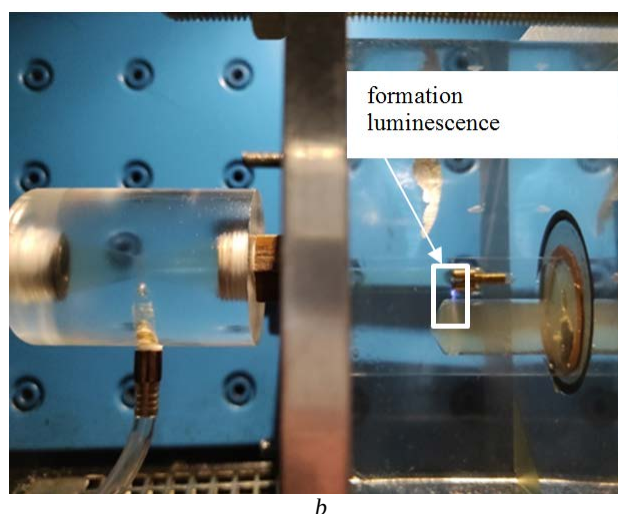
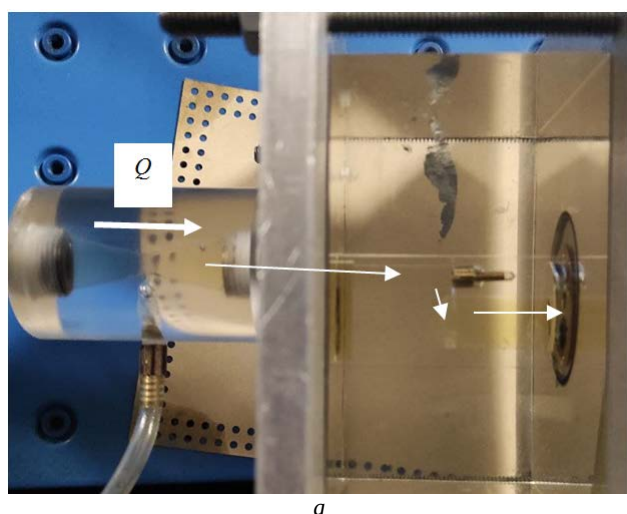


Fig. 5. The results of experiments:
a – without luminescence; b – "shot" appearance of luminescence

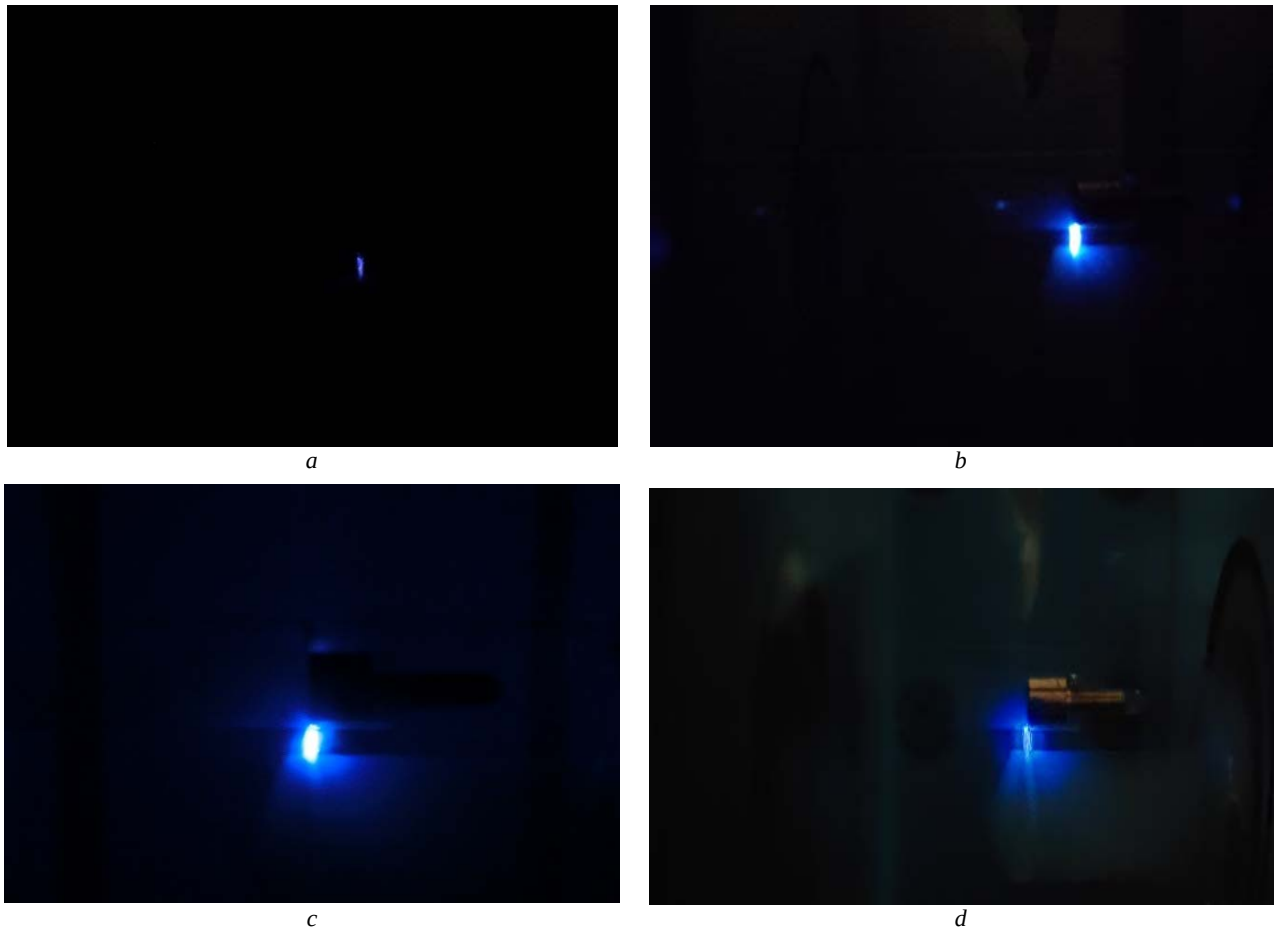


Fig. 6. Emission of light in mineral oil cavitation flow:
a – without saturation; b – argon; c – nitrogen; d – nitrogen & argon

This allowed directly at the entrance to the cavitator to obtain a two-phase flow with different depths of saturation.

It was also observed that the luminescence in the two-phase medium forms a "shot" that occurred earlier in the gaseous medium at 2 bar (Fig. 7). It is established that in the gas phase we can obtain this luminescence effect. Thus it is possible to draw an analogy between the jump of the seal. It follows that the effect of hydrodynamic luminescence can also be called "gas-dynamic luminescence", or biphasic luminescence. The advantages of the following are lower energy costs for obtaining luminescence for technological processes.

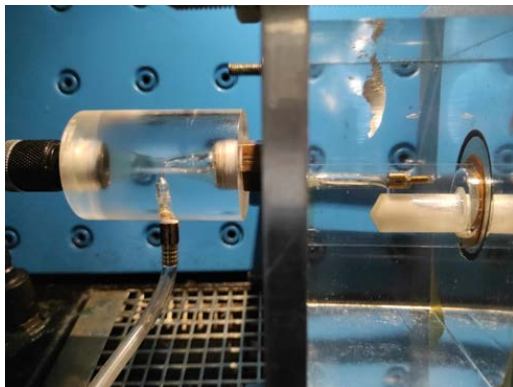


Fig. 7. Emission of light in the two-phase cavitation flow of mineral oil (gas-dynamic luminescence)

Based on the results of elaboration and analysis of the conducted experimental researches, a conceptual model of the stages of origin and development of the cavitation process and accompanying effects is constructed (Fig. 8).

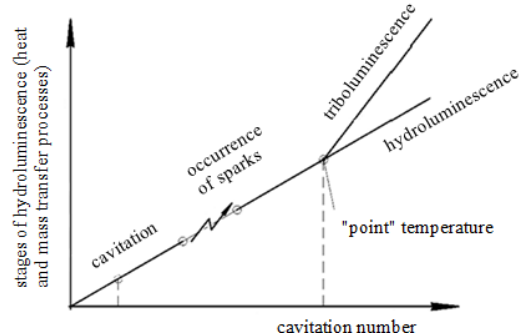


Fig. 8. Occurrence of cavitation and accompanying physical processes in the fluid flow

According to our observations, with increasing flow velocity in the area of narrowing, first there is cavitation, then, with a further increase in flow velocity, single sparks begin to appear, and from a certain point there is a "shot". and there is a stable glow. When reaching the "point temperature" and in the presence of parts of materials with cavitation emission, there is an increase in the intensity of the glow due to triboluminescence, in the absence of suitable materials, the process is less intense.

The study of the nature of hydrodynamic luminescence can be compared to fire: first it is a weak spark, then a flickering flame, and then a powerful flame endowed with speed and power.

It can be assumed that the process of cavitation in the flow of mineral oil in narrow slits can cause electrical resistance of the oil base and channels, as well as lead to burnout of corrective additives to the oil. The main source of light radiation is the emission of gas into vapor bubbles, such as hydrogen. For example, water present in the working fluid under the action of cavitation can decompose into hydrogen and oxygen, which then ignite with a discharge.

The conducted researches allowed to reveal the cavitation zones arising in the cavitator. Cavitation areas were identified with the help of high-speed video recording and the mechanism of its development was investigated. In addition, the visualization characteristics of the closed volume to some extent clarify the existing ideas about the behavior of the liquid in the nozzle.

The results of the study are valid for Newtonian fluids, which include oil used during the experiment. For non-Newtonian fluids, the cavitation process can be more complex, requiring further research. In addition, the purpose of further research is a detailed study of the influence of the phenomenon of hydroluminescence on cavitation processes [20–24].

The cavitators that have been studied in this article can work with a variety of liquids. Some of them are sensitive to the effects of cavitation, which can change their physical, chemical and rheological properties. Thus, the study of the conditions of cavitation phenomena and their development will allow to choose rational modes of operation of the cavitator: the diameter of the fittings, the pressure drop, flow rate and temperature of the working fluid.

The use of hydrodynamic cavitation with hydrodynamic luminescence to obtain energy under certain conditions is rational, which is due to the compactness and cheapness of the installation as a whole. Cavitation energy storage can be one of the most innovative and effective ways to achieve high energy density today.

Conclusions. An experimental stand and a model of a hydrodynamic cavitator were developed and a series of experiments were conducted. The studies allowed to study the cavitation in the throttle element and below the hole. Observations have shown that luminescence is observed under certain conditions. Its intensity is determined by a number of factors, one of which is the correlation between the intensity of luminescence and gas saturation.

A review of studies has shown that light radiation depends on the rheological properties of the liquid. More intense where there is less viscosity. The gas-oil mixture has a significant effect, more radiation was observed. The concentration of dissolved noble gas (Ar) Argon, (N) Nitrogen, in hydrodynamic luminescence significantly affects the light radiation that occurs during cavitation at the edge of the choke.

Thus, during hydroluminescence, excitation of the added inert gases occurs first of all, which then, as a result

of second-order Frank-Hertz shocks, transmit the perturbation to the oil molecules. Increases as the ionized potential (perturbation potential) decreases. Based on the work performed, it can be concluded that the cause of hydrodynamic luminescence is the friction of the liquid against the walls of the channel and the light radiation of the double electric layers. Therefore, the cause of hydrodynamic luminescence is a local increase in electric field strength, which occurs when the electroneutrality inside the cavity.

Experimental studies have shown that the temperature of the working fluid significantly affects the flow characteristics of the choke. The result of heating is a decrease in the viscosity of the working fluid, which leads to an increase in the Reynolds number and, accordingly, the flow rate. The obtained experimental data were approximated to the possibility of using a mathematical model of a hydrodynamic cavitation generator and allowed to take into account the properties of the working fluid.

References

1. Frenkel Y. I. Electrical phenomena connected with cavitation caused by ultrasonic oscillations in a liquid. *Russian Journal of Physical Chemistry*. 1940. Vol. 14. P. 305–308.
2. Pilgunov V. N., Efremova K. D. Light Emission and Electrical Process in the Cavitating Flow of Mineral Oil. *Science & Education*. 2013. Vol. 3. P. 31–62. doi: 10.7463/0313.0535547
3. Илон Маск – Маск 2020. URL: <https://www.youtube.com/watch?v=gqe9RI1NH4A&t=1990s> (accessed: 12.12.2018).
4. Farhat M., Chakravarty A., Field J. E. Luminescence from hydrodynamic cavitation. *Proceedings of The Royal Society A*. 2011. Vol. 467, iss. 2126. P. 591–606. doi: 10.1098/rspa.2010.0134
5. Leighton T. G., Farhat M., Field J. E., Avellan F. Cavitation luminescence from flow over a hydrofoil in a cavitation tunnel. *Journal of Fluid Mechanics*. 2003. Vol. 480. P. 43–60. doi: 10.1017/S0022112003003732
6. Константинов В. А. *ДАН СССР*. 1947. Т. 56, № 3. С. 259–260.
7. Колдомасов А. И. Плазменное образование в кавитирующей диэлектрической жидкости. *Журнал технической физики*. 1991. Т. 61, № 2. С. 188–190.
8. Герценштейн С. Я., Монахов А. А. Электризация и свечение жидкости в коаксиальном канале с диэлектрическими стенками. *Изв. РАН. Механика жидкости и газа*. 2009. № 3. С. 114–119.
9. Маргулис М. А. Сонолюминесценция. *Успехи физических наук*. 2000. Т. 170, № 3. С. 263–287.
10. Гордеев В. Е., Сербинов А. И., Трошин Я. К. О тепловой теории свечения кавитирующей жидкости. *Акустический журнал*. 1968. Т. 14, № 2. С. 287–288.
11. Гордеев В. Е., Сербинов А. И., Трошин Я. К. Возбуждение взрыва жидких взрывчатых веществ кавитацией. *Прикладная механика и техническая физика*. 1967. Т. 1. С. 45–53.
12. Бирюков Д. А., Власова М. И., Герасимов Д. Н., Синкевич О. А. Свечение жидкости в узком канале как триболюминесценция. *Оптика и спектроскопия*. 2013. Т. 114, № 5. С. 704–708. doi: 10.7868/S0030403413050048
13. Schwinger J. Cold Fusion Theory: A Brief History of Mine. *Infinite Energy*. 1995. Iss. 1. P. 10–13.
14. Eberlein C. Theory of quantum radiation observed as sonoluminescence. *Physical Review A*. 1996. Vol. 53, iss. 4. P. 2772–2787. doi: 10.1103/PhysRevA.53.2772
15. Milton K. A. *Dimensional and Dynamical Aspects of the Casimir Effect: Understanding the Reality and Significance of Vacuum Energy*. URL: <https://arxiv.org/abs/hep-th/0009173> (accessed: 12.04.2021).
16. Liberati S., Belgiorno F., Visser M. Comment on "Dimensional and dynamical aspects of the Casimir effect: understanding the reality and significance of vacuum energy". URL: <https://arxiv.org/abs/hep-th/0010140> (accessed: 12.04.2021).
17. Chen W., Huang W., Liang Y., Gao X., Cui W. Time-resolved spectra of single-bubble sonoluminescence in sulfuric acid with a streak camera. *Physical Review E*. 2008. Vol. 78, iss. 3. P. 035301. doi: 10.1103/PhysRevE.78.035301
18. RPI: News & Events. *New Sonofusion Experiment Produces Results*

- Without External Neutron Source. URL: http://www.eurekalert.org/pub_releases/2006-01/rpi-nse012706.php (accessed: 15.04.2021).
19. RPI: ScienceDaily. *Using Sound Waves To Induce Nuclear Fusion With No External Neutron Source*. URL: <https://www.sciencedaily.com/releases/2006/01/060130155542.htm> (accessed: 15.04.2021).
 20. Ночніченко І. В., Яхно О. М. Інформаційно-енергетичний підхід до вирішення задач гідродинаміки та механотроніки в процесах переносу енергії. *Mechanics and Advanced Technologies*. 2019. Vol. 3, no. 87. P. 38–48. doi: 10.20535/2521-1943.2020.88.195505
 21. Nochnichenko I. V., Luhovskyi A. F., Jakhno O. M., Kostiuk D. V., Komada P., Kozbakova A. Experimental research of hydro luminescence in the cavitating flow of mineral oil. *Proc. SPIE 11176, Photonics Applications in Astronomy, Communications, Industry, and High-Energy Physics Experiments*. Vol. 1117615 (6 November 2019, Wilga). Wilga, 2019. P. 8. doi: 10.1117/12.2536946
 22. Nochnichenko I. V., Luhovskyi O. F., Kostiuk D. V. Study of hydrodynamic luminescence in a cavitation liquid medium. *Проблеми тертя та зношування*. 2019. Т. 3, № 84. С. 57–62. doi: 10.18372/0370-2197.3(84).13853
 23. Nochnichenko I., Luhovskyi O., Kostiuk D., Jakhno O. Research of the Influence of Hydraulic Orifice Material on the Hydrodynamic Cavitation Processes Accompanied by Luminescence. *International Scientific-Technical Conference on Hydraulic and Pneumatic Drives and Control*. Springer Cham, 2020. P. 293–300.
- References (transliterated)**
1. Frenkel Y. I. Electrical phenomena connected with cavitation caused by ultrasonic oscillations in a liquid. *Russian Journal of Physical Chemistry*. 1940, vol. 14, pp. 305–308.
 2. Pilgunov V. N., Efremova K. D. Light Emission and Electrical Process in the Cavitating Flow of Mineral Oil. *Science & Education*. 2013, vol. 3, pp. 31–62. doi: 10.7463 / 0313.0535547
 3. *Ilon Mask – Mars 2020* [Elon Musk – Mars 2020]. Available at: <https://www.youtube.com/watch?v=gqe9R11NH4A&t=1990s> (accessed 12.12.2018).
 4. Farhat M., Chakravarty A., Field J. E. Luminescence from hydrodynamic cavitation. *Proceedings of The Royal Society A*. 2011, vol. 467, iss. 2126, pp. 591–606. doi: 10.1098/rspa.2010.0134
 5. Leighton T. G., Farhat M., Field J. E., Avellan F. Cavitation luminescence from flow over a hydrofoil in a cavitation tunnel. *Journal of Fluid Mechanics*. 2003, vol. 480, pp. 43–60. doi: 10.1017/S0022112003003732
 6. Konstantinov V. A. DAN SSSR. 1947, vol. 56, no. 3, pp. 259–260.
 7. Koldomasov A. I. Plazmennoe obrazovanie v kavitiruyushchey dielektricheskoy zhidkosti [Plasma formation in a cavitating dielectric liquid]. *Zhurnal tekhnicheskoy fiziki*. 1991, vol. 61, no. 2, pp. 188–190.
 8. Gertsenshteyn S. Ya., Monakhov A. A. Elektrizatsiya i svechenie zhidkosti v koaksial'nom kanale s dielektricheskimi stenkami [Electrification and glow of a liquid in a coaxial channel with dielectric walls]. *Izv. RAN. Mekhanika zhidkosti i gaza*. 2009, no. 3, pp. 114–119.
 9. Margulis M. A. Sonoluminescentsiya [Sonoluminescence]. *Uspekhi fizicheskikh nauk*. 2000, vol. 170, no. 3, pp. 263–287.
 10. Gordeev V. E., Serbinov A. I., Troshin Ya. K. O teplovy teorii svecheniya kavitiruyushchey zhidkosti [On the thermal theory of the glow of a cavitating liquid]. *Akusticheskiy zhurnal*. 1968, vol. 14, no. 2, pp. 287–288.
 11. Gordeev V. E., Serbinov A. I., Troshin Ya. K. Vozbuzhdenie vzryva zhidkikh vzryvchatykh veshchestv kavitatsiei [Excitation of the explosion of liquid explosives by cavitation]. *Prikladnaya mekhanika i tekhnicheskaya fizika*. 1967, vol. 1, pp. 45–53.
 12. Biryukov D. A., Vlasova M. I., Gerasimov D. N., Sinkevich O. A. Svechenie zhidkosti v uzkom kanale kak triboluminescentsiya [Light emitted from a liquid that flows in a narrow channel as triboluminescence]. *Optika i spektroskopiya*. 2013, vol. 114, no. 5, pp. 704–708. doi: 10.7868/S0030403413050048
 13. Schwinger J. Cold Fusion Theory: A Brief History of Mine. *Infinite Energy*. 1995, iss. 1, pp. 10–13.
 14. Eberlein C. Theory of quantum radiation observed as sonoluminescence. *Physical Review A*. 1996, vol. 53, iss. 4, pp. 2772–2787. doi: 10.1103/PhysRevA.53.2772
 15. Milton K. A. *Dimensional and Dynamical Aspects of the Casimir Effect: Understanding the Reality and Significance of Vacuum Energy*. Available at: <https://arxiv.org/abs/hep-th/0009173> (accessed 12.04.2021).
 16. Liberati S., Belgioirno F., Visser M. Comment on "Dimensional and dynamical aspects of the Casimir effect: understanding the reality and significance of vacuum energy". Available at: <https://arxiv.org/abs/hep-th/0010140> (accessed 12.04.2021).
 17. Chen W., Huang W., Liang Y., Gao X., Cui W. Time-resolved spectra of single-bubble sonoluminescence in sulfuric acid with a streak camera. *Physical Review E*. 2008, vol. 78, iss. 3, p. 035301. doi: 10.1103/PhysRevE.78.035301
 18. RPI: News & Events. *New Sonofusion Experiment Produces Results Without External Neutron Source*. Available at: http://www.eurekalert.org/pub_releases/2006-01/rpi-nse012706.php (accessed 15.04.2021).
 19. RPI: ScienceDaily. *Using Sound Waves To Induce Nuclear Fusion With No External Neutron Source*. Available at: <https://www.sciencedaily.com/releases/2006/01/060130155542.htm> (accessed 15.04.2021).
 20. Nochnichenko I. V., Yakhno O. M. Informatsiyno-energetichnyy pidkhd do vyreshennya zadach hidrodynamiky ta mekhanotroniky v protsesakh perenosu enerhiyi [Information-energy approach to solving problems of hydrodynamics and mechanotronics in energy transfer processes]. *Mechanics and Advanced Technologies*. 2019, vol. 3, no. 87, pp. 38–48. doi: 10.20535/2521-1943.2020.88.195505
 21. Nochnichenko I. V., Luhovskyi A. F., Jakhno O. M., Kostiuk D. V., Komada P., Kozbakova A. Experimental research of hydro luminescence in the cavitating flow of mineral oil. *Proc. SPIE 11176, Photonics Applications in Astronomy, Communications, Industry, and High-Energy Physics Experiments*. Vol. 1117615 (6 November 2019, Wilga). Wilga, 2019, p. 8. doi: 10.1117/12.2536946
 22. Nochnichenko I. V., Luhovskyi O. F., Kostiuk D. V. Study of hydrodynamic luminescence in a cavitation liquid medium. *Problemi tertya ta znoshuvannya*. 2019, vol. 3, no. 84, pp. 57–62. doi: 10.18372/0370-2197.3(84).13853
 23. Nochnichenko I., Luhovskyi O., Kostiuk D., Jakhno O. Research of the Influence of Hydraulic Orifice Material on the Hydrodynamic Cavitation Processes Accompanied by Luminescence. *International Scientific-Technical Conference on Hydraulic and Pneumatic Drives and Control*. Springer Cham Publ., 2020, pp. 293–300.

Received 20.04.2021

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Ночніченко Ігор Вікторович (Ночниченко Игорь Викторович, Nochnichenko Igor) – кандидат технічних наук, Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут ім. І. Сікорського», доцент кафедри «Прикладна гідроаеромеханіка і механотроніка»; м. Київ, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-0690-0363>; e-mail: igornoch@gmail.com

Кривошеєв Владислав Євгенійович (Кривошеев Владислав Евгеньевич, Vladyslav Kryvosheiev) – Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут ім. І. Сікорського», інженер ДМСР; м. Київ, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-5568-8370>; e-mail: keyuinverse@gmail.com

Яхно Олег Михайлович (Яхно Олег Михайлович, Jakhno Oleg) – доктор технічних наук, професор, Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут ім. І. Сікорського», професор кафедри «Прикладна гідроаеромеханіка і механотроніка»; м. Київ, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-9522-5549>; e-mail: o.yahno@kpi.ua

Луговський Олександр Федорович (Луговской Александр Федорович, Luhovskyi Oleksandr) – доктор технічних наук, професор, Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут ім. І. Сікорського», завідувач кафедри «Прикладна гідроаеромеханіка і механотроніка»; м. Київ, Україна; e-mail: atoll-sonic@ukr.net

Н. Г. ШЕВЧЕНКО, Н. М. ФАТЄЄВА, В. Ю. ІВАЩЕНКО, О. М. ФАТЄЄВ

ВПЛИВ СКЛАДУ ТА РЕОЛОГІЇ НАФТОВОЇ ПРОДУКЦІЇ НА РОБОТУ ШТАНГОВОЇ НАСОСНОЇ УСТАНОВКИ

Розглянуто експлуатацію нафтових свердловин із застосуванням штангових глибинних насосів. Досліджено, що склад і властивості середовища, що перекачуються, істотно впливають на робочі параметри насосного обладнання, приводять до підвищення енергетичних витрат на підйом продукції, зриву подачі та інших технічних проблемах. Продукція свердловин є суміш нафти, води та газу – газорідина суміш. Зміна пластових умов (тиск та температура) уздовж свердловини змінює об'ємну частку вільного/розчиненого газу у нафті та фізичні властивості газорідинної суміші. Проведено огляд промислових реологічних показників водонафтової суміші при механізованому видобутку нафти. Аналіз показав, що зміна об'ємної концентрації води в нафті у діапазоні 50–80 % сприяє зміні реологічних показників та приводить до підвищення в'язкості. Прийнято допущення, що нелінійну в'язку модель водонафтової емульсії типу Гершеля-Балклі можна описати узагальненою ньютонівською моделлю з введенням ефективної в'язкості. Для дослідження складу нафтової продукції на ефективність роботи насосної установки розглянуто наступні взаємопов'язані задачі. Перша – визначити залежності зміни гідродинамічних характеристик нафтогазового потоку у свердловині, динамічного рівня та місця установки насоса. На пластові умови на прийомі у насос провести розрахунки робочих характеристик штангового насоса. Для обраної конструкції колони штанг визначити напругу у точці підвісу штанг – перевірка забезпечення міцності. Розрахувати основні енергетичні показники всієї насосної установки. Розв'язання цих завдань виконано за допомогою програмного комплексу. У роботі удосконалена методика визначення ефективної в'язкості з урахуванням зміни реології промислових даних. У роботі проведено дослідження зміни об'ємної доли вільного газу та води у нафтогазовій продукції на глибину установки насоса, динамічний рівень, тиск у насосі, режимні параметри насоса. Надано результати аналізу впливу зміни структурної в'язкості водонафтової продукції на параметри всієї насосної установки.

Ключові слова: свердловина, насос, колона штанг, реологія, неньютонівська рідина, газорідина суміш, вільний та розчинений газ, об'ємна фаза, тиск насичення, в'язкість ефективна, коефіцієнт корисної дії.

Н. Г. ШЕВЧЕНКО, Н. Н. ФАТЄЄВА, В. Ю. ІВАЩЕНКО, А. Н. ФАТЄЄВ

ВЛИЯНИЕ СОСТАВА И РЕОЛОГИИ НЕФТЯНОЙ ПРОДУКЦИИ НА РАБОТУ ШТАНГОВОЙ НАСОСНОЙ УСТАНОВКИ

Рассмотрена эксплуатация нефтяных скважин с применением штанговых глубинных насосов. Известно, что состав и свойства перекачиваемой продукции, существенно влияют на рабочие параметры насосного оборудования, приводят к повышению энергетических затрат на подъем продукции, срыву подачи, вибрации и другим техническим проблемам. Продукцией добывающих скважин является смесь нефти, воды и газа. Изменение пластовых условий (давление и температура) вдоль скважины приводит к изменению объемной доли свободного/растворенного газа в нефти и физических свойств газожидкостной смеси. Проведен обзор промышленных реологических показателей водонефтяной смеси при механизированной добыче нефти. Анализ показал, что изменение объемной концентрации воды в нефти в диапазоне 50–80 % способствует изменению реологических характеристик смеси и приводит к повышению вязкости. Принято допущение, что нелинейную вязкую модель водонефтяной эмульсии типа Гершеля-Балкли можно описать обобщенной ньютоновской моделью с введением эффективной вязкости. Для исследования состава и свойств нефтяной продукции на эффективность работы штанговой насосной установки рассмотрены следующие взаимосвязанные задачи. Первая – определены зависимости изменения гидродинамических характеристик нефтегазового потока в скважине и рекомендуемое место установки насоса. На принятые условия на приеме насоса определяются режимные параметры работы штангового насоса. Для выбранной конструкции колонны штанг определяются расчетные напряжения в точке подвеса штанг – проверка обеспечения прочности. Расчет основных энергетических показателей всей насосной установки. Решение этих задач выполнено с помощью программного комплекса. В работе усовершенствована методика определения эффективной вязкости с учетом реологии промысловых данных. В работе проведено исследование изменения объемной доли свободного газа и воды в нефтегазовой продукции на глубину установки насоса, динамический уровень, давления в насосе, режимные параметры насоса. Представлены результаты анализа изменения обводненности нефтяной продукции на параметры всей насосной установки.

Ключевые слова: скважина, насос, колонна штанг, реология, неньютоновская жидкость, газожидкостная смесь, свободный и растворенный газ, объемная фаза, давление насыщения, вязкость эффективная, коэффициент полезного действия.

N. SHEVCHENKO, N. FATIEIEVA, V. IVASHCHENKO, O. FATYEEV

THE INFLUENCE OF THE COMPOSITION AND RHEOLOGY OF OIL PRODUCTS ON THE OPERATION OF THE ROD PUMP UNIT

The exploitation of oil wells using sucker rod pumps is considered. It is known that the composition and properties of pumping products significantly affect the operating parameters of pumping equipment, lead to an increase in energy costs for lifting products, disruption of supply, vibration and other technical problems. Production wells produce a mixture of oil, water and gas. A change in reservoir conditions (pressure and temperature) along the well leads to a change in the volume fraction of free/dissolved gas in oil and the physical properties of the gas-liquid mixture. A review of industrial rheological parameters of a water-oil mixture in mechanized oil production is carried out. The analysis showed that a change in the volumetric concentration of water in oil in the range of 50–80 % contributes to a change in the rheological characteristics of the mixture and leads to an increase in viscosity. It is assumed that a nonlinear viscous model of a water-oil emulsion of the Herschel-Bulkley type can be described by a generalized Newtonian model with the introduction of effective viscosity. To study the composition and properties of oil products for the efficiency of the sucker rod pumping unit, the following interrelated tasks are considered. First, the dependences of changes in the hydrodynamic characteristics of the oil and gas flow in the well and the recommended place for the pump installation are determined. On the accepted conditions at the pump intake, the operating parameters of the sucker rod pump are determined. For the selected design of the rod string, the design stresses at the suspension point of the rods are determined – checking the strength. The calculation of the main energy indicators of the entire pumping unit was carried out. The solution of these tasks was carried out using the software package. The work has improved the method for determining the effective viscosity, taking into account the rheology of the field data. In the work, the study of the change in the volume fraction of free gas and the parameter of water cut of oil and gas products

© Н. Г. Шевченко, Н. М. Фатєєва, В. Ю. Іващенко, О. М. Фатєєв, 2021

at the depth of the pump installation, dynamic level, pressure in the pump, operating parameters of the pump was carried out. The results of the analysis of changes in water cut of oil products on the parameters of the entire pumping unit are presented.

Keywords: well, pump, rod string, rheology, non-Newtonian fluid, gas-liquid mixture, free and dissolved gas, bulk phase, saturation pressure, effective viscosity, efficiency.

Вступ. Аналіз стану видобутку нафти і газоконденсату на промислах України показав, що експлуатація малодобітних свердловин більш ефективна із застосуванням штангових глибоких насосів (ШГН). В останні роки значно ускладнилися умови експлуатації заглибного насосного обладнання – збільшилася глибина установки насоса, знижається динамічний рівень, падає тиск на прийомі, розширився діапазон в'язкості пластової рідини; збільшилися об'ємні частки води, газу, піску, смол і парафіну у нафтової продукції. Склад і властивості середовищ, що перекачуються, істотно впливають на робочі параметри насосного обладнання, приводять до підвищення енергетичних витрат на підйом продукції, зриву подачі, зношування елементів насоса, вібраціям та іншим технічним проблемам [1–3].

Правильний вибір основного обладнання насосної установки та режиму роботи до умов експлуатації свердловини гарантує надійність і ефективність роботи усієї установки. Нині актуальним напрямом є рішення практичних задач в складних технічних об'єктах з урахуванням реальних характеристик середовища: газорідинні суміші (ГРС) та неньютонівські рідини (зокрема, водонафтові емульсії). На рис. 1 надана принципова схема установки ШГН та основні позначення.

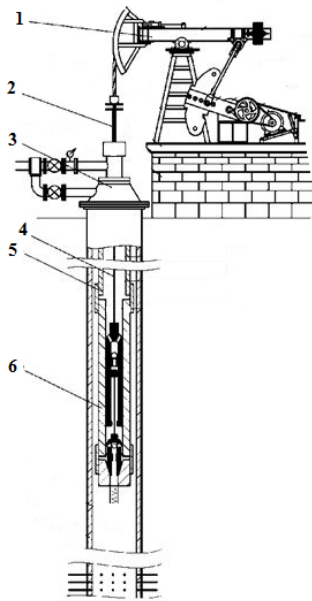


Рис. 1. Принципова схема ШГН:

1 – верстат-качалка; 2 – полірований шток; 3 – устьове обладнання; 4 – колона штанг; 5 – насосно-компресорні труби (НКТ); 6 – насос

Інформаційний огляд. Загалом, всі чинники, що впливають на ефективність роботи заглибного насоса умовно можна розділити на основні групи [4–6]: конструкція свердловини (кривизна і діаметр), конструкція насоса (виконання основних деталей і вузлів), глибина підвіски (тиск на прийомі насоса),

властивості нафтової продукції (нафта, вода, газ, механічні домішки, наявність парафіну і солей).

У числі головних проблем, що виникають при експлуатації свердловинних штангових установок є обриви колони штанг (до 30 %), відмови НКТ та насосів (15 % та 50 %, відносно). Зазвичай розглядають два типи відмов: конструктивні відмови (поломка) та технологічні або експлуатаційні. До другого типу відмов відноситься заміна працездатного насоса на новий через зміну глибини установки насоса, оптимізації режиму, зміна пропускної здатності, ревізії заглибного обладнання тощо.

У роботах [7, 8] описано динамічні навантаження, що діють на деталі вузлів ШГН впродовж робочого циклу при ході всмоктування та нагнітання. Розглянуто вплив сил тертя плунжера о циліндр, а також вплив гідродинамічних сил, що виникають при переміщенні плунжера у кільцевому просторі рідини.

У роботах [9–12] було встановлено, що при роботі заглибних насосів у свердловинах зміна об'ємної концентрації води в нафті сприяє утворенню водонафтових емульсій (ВНЕ) з різними реологічними характеристиками. При аналізі промислових даних встановлена кореляція показників аварійності штангових насосів зі змінами структур дисперсної фази ВНЕ. Найбільш критичним діапазоном обводнення нафти є 40–70 %, коли в'язкість емульсії різко збільшується у декілька разів – рис. 2.

Зміна в'язкості та структури нафтової продукції у свердловині в першу чергу впливає на роботу всієї насосної штангової установки: підвищуються амплітудні навантаження на колону штанг, збільшуються гідравлічні тертя штанг при ході їх вниз нерідко до значення ваги колони штанг, що призводить до зависання штангової колони.

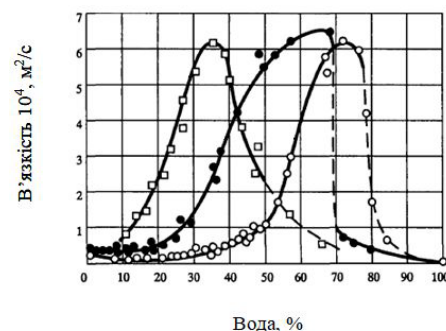


Рис. 2. Залежності ефективної в'язкості ВНЕ від об'ємної долі води у нафтової продукції [9]

Аналіз впливу газу на роботу штангового насоса показав, що потрапляння в насос плунжерного типу вільного газу з рідиною призводить до істотного зменшення подачі рідини, що характеризується коефіцієнтом наповнення [13, 14]. У роботі [15] відзначається, щоб точно визначити умови в яких працює насос, необхідно наряду з даними,

отриманими від датчиків рівня, датчиків потужності електродвигуна використовувати динамограму насоса, яка вказує відсоткове наповнення насоса рідиною.

Для вибору режиму роботи насосного агрегату на реальні умови експлуатації, виникає необхідність проведення дуже великого об'єму розрахунків: визначення гідродинамічних характеристик нафтогазового потоку, місця встановлення насоса у свердловині з урахуванням об'ємної частки вільного/розчиненого газу на прийомі; робочих параметрів штангового насоса; вибір та розрахунки на міцність колони штанг; визначення показників ефективності роботи всієї насосної установки та інші. Закордонні програмні продукти в області підбору свердловинних насосів – це розробки компанії «REDA», програмне забезпечення «WellFlo», «SubPUMP», «NovometSel-Pro» та інші.

У роботі [16] надано принципи побудови моделі свердловинної штангової насосної установки для середовища Maplesoft MapleSim 7. На кафедрі «Гідравлічні машини» НТУ ХПІ (м. Харків) створена програма «PVT-Well-Pump» [17]. У роботі [18] авторами надано результати верифікації – порівняння розрахункових гідродинамічних параметрів за програмою з промисловими даними родовища НГВУ «Охтирканфтогаз».

Метою даної роботи є прогнозування та дослідження режиму роботи насосного обладнання для реальних умов експлуатації нафтогазових свердловин. Чисельні розрахунки в системі «пласт-свердловина-насос» пов'язані з виконанням трудомістких та громіздких обчислень та здійснюються за допомоги ЕОМ. У роботі удосконалена методика визначення робочих характеристик штангового насоса з урахуванням промислових даних для водо- нафто- газової суміші. Нелінійна в'язка модель рідини ВНЕ типу Гершеля-Балклі описується узагальненою ньютонівською моделлю з введенням ефективної в'язкості.

Математична модель (ММ) та її чисельна реалізація. При описі загальної роботи системи «свердловина-насос-НКТ» необхідно враховувати спільну роботу основних її елементів.

Робота ліфта нафтової продукції в свердловині і НКТ (процес розгазування потоку, зміна PVT характеристик ГРС, втрати напору):

$$\frac{dP}{dL} = \rho_{гр} \cdot g \cdot \cos \alpha + \frac{d}{dL} \left[(1 - \beta_r) \rho_p v_p^2 + \beta_r \rho_r v_r^2 \right] + \frac{\lambda}{2D} \left[(1 - \beta_r) \rho_p v_p^2 + \beta_r \rho_r v_r^2 \right],$$

де λ – коефіцієнт гідравлічного опору, який в залежності від структурної форми потоку визначають по емпіричним або напівемпіричним залежностям; β_r – об'ємна доля фази (газу), д. од; v_p , v_r – швидкості рідкої та газової фаз суміші; $\rho_{гр}$ – щільність ГРС.

Подача штангового насоса на реальні умови експлуатації є залежністю наступних параметрів:

$$Q_n = f(L_{уст}, P_{пр}, G_0, B, \mu_{гр}, \Delta P_n, q_T, D_{ц}, \delta, k_{под}, \lambda_n),$$

де Q – подача насоса; $L_{уст}$ – глибина установки насоса; $P_{пр}$ – тиск на прийомі насоса; G_0 , B , $\mu_{гр}$ – газовий фактор, вміст води у продукції та в'язкість нафтової суміші; ΔP_n – перепад тиску; q_T – теоретична подача насоса; $D_{ц}$, δ – діаметр та зазор пари «плунжер-циліндр»; $k_{под}$, λ_n – коефіцієнт подачі насоса, втрати ходу штока поршня.

Досвід експлуатації насосних установок показує, що руйнування штангових колон зазвичай зумовлено зносом металу, викликаного тривалою дією циклічних змінних навантажень. Тому для штангових насосів у ММ необхідно включити залежності для перевірки забезпечення втомної міцності обраної конструкції штанг в точці їх підвісу [13]:

$$\sigma_{pri} \leq [\sigma_{пр}],$$

де σ_{pri} – напруги в будь-якому довільному перерізі штанг, МПа; $[\sigma_{пр}]$ – гранично допустиме значення напруги для обраного матеріалу штанг, МПа.

Наведена напруга в точці підвісу штанг $\sigma_{пр}$ розраховується за формулою І. О. Одінга:

$$\sigma_{пр} = \sqrt{\sigma_a \cdot \sigma_{max}},$$

де σ_a – амплітудні напруги циклу, МПа; $\sigma_a = 0,5(\sigma_{max} - \sigma_{min})$; σ_{max} , σ_{min} – максимальне і мінімальне значення напруги циклу, МПа.

Максимальну та мінімальну напругу циклу визначають за формулами:

$$\sigma_{max} = P_{max} / f_{шт}; \quad \sigma_{min} = P_{min} / f_{шт},$$

де P_{max} , P_{min} – максимальне та мінімальне навантаження в точці підвісу штанг, Па; $f_{шт}$ – площа штока, м².

Для розрахунку значень P_{max} , P_{min} у роботі використовуються формули А. Вірновського та А. Адоніна [13]. При роботі насоса колони штанг і труби періодично піддаються пружним деформаціям від ваги рідини, що діє на плунжер. Крім того, на колону штанг діють динамічні навантаження і сили тертя, внаслідок чого довжина ходу плунжера може істотно відрізнятись від довжини ходу полірованого штока. Проведено розрахунок втрати ходу плунжера і довжини ходу полірованого штока.

Опис основних програмних модулів, що використовуються у чисельній реалізації.

Модуль № 1 – служить для визначення розподілу тиску й фізичних характеристик газорідної суміші при різних термодинамічних умовах у підйомних трубах (свердловина та НКТ); визначення глибини установки насоса у свердловині при заданому значенні об'ємної частки вільного газу на прийомі у насос [18].

Модуль № 1 розроблено в інтегрованому середовищі розробки програмного забезпечення DELPHI з автономними додатками та з графічним інтерфейсом. Програмний модуль містить кореляції співвідношення тиску, обсягу й температури для розрахунків характеристик флюїду, що використовують відомі загальні методики А. П. Сілаш, М. Пирвердяна та Ш. Гіматудинова та

залежності визначення ефективної в'язкості ВНЕ, згідно [13, 19, 20].

Модуль № 2 – служить для розрахунків основних параметрів плунжерного насоса: втрати тиску в клапанах; виток у парі плунжер-циліндр; коефіцієнту наповнення насоса та режимних параметрів (хід поршня та число хитань).

Модуль № 3 – служить для розрахунків основних параметрів роботи колони штанг. Це перевірка забезпечення втомної міцності в точці підвісу колони штанг; визначення довжин і діаметрів рівномірної ступеневої колони штанг; розрахунки максимального й мінімального навантаження в точці підвісу штанг; визначення напруги в штангах; визначення втрат ходу полірованого штока насоса.

Модуль № 4 – служить для визначення енергетичних параметрів роботи ШГН. У модулях № 2–№ 4 використовуються теоретичні методи дослідження, що засновані на промислових даних для розрахунків характеристик штангової насосної установки, згідно [13]. У даній роботі удосконалена методика визначення ефективної в'язкості ВНЕ за промисловими даними.

Дослідження та результати розрахунків. Для проведення дослідження умов роботи свердловин на робочі та енергетичні показники ШГН обрані промислові дані НГВУ "Охтирканефтогаз". На рис. 3 показано розподіл тиску в свердловині родовища Бугри при процентній частці води 10 %, 56,3 % і 95 %. Розрахунки проведено за допомогою – *Модуля № 1*. Проведено порівняння розрахункових значень динамічного рівня рідини на задані умови експлуатації з промисловими даними родовища Бугри НГВУ «Охтирканефтогаз». Похибка обчислення динамічного рівня рідини у свердловині досягає не більш 8,6 % [18].

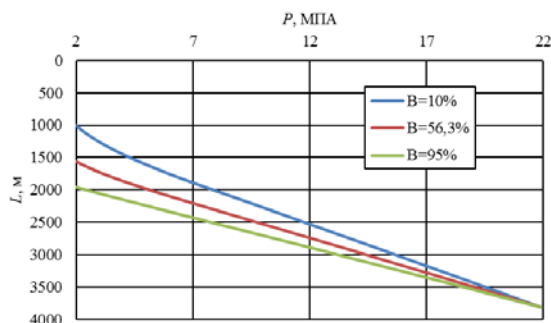


Рис. 3. Розподіл тиску в свердловині при різних значеннях обводнення продукції B

Визначення глибини установки насоса при зміні об'ємної долі газу та води у нафтогазовій продукції.

Основні дані: відстань до кровлі пласта $H_{св} = 3800$ м, запланований дебіт рідини $Q_p = 25$ м³/добу, газовий фактор $Go = 60$ м³/м³, тиск насичення нафти газом $P_{нас} = 22$ МПа, продуктивність пласту $K_{пл} = 8,8$ м³/доба/МПа та інші.

На рис. 4 наведено фрагмент графічного інтерфейсу *Модуля № 1*. Параметр обводнення продукції $B = 0$.

Для заданого значення об'ємної частки вільного

газу у ГРС на прийомі у насос – 10 % ($\beta_{г.пр} = 0,1$) було визначено: розподіл тиску вздовж підйомних труб – свердловини та НКТ, місце установки насоса (крапка A), глибина спуска насоса, динамічний рівень рідини, тиск та властивості ГРС на прийомі насоса.

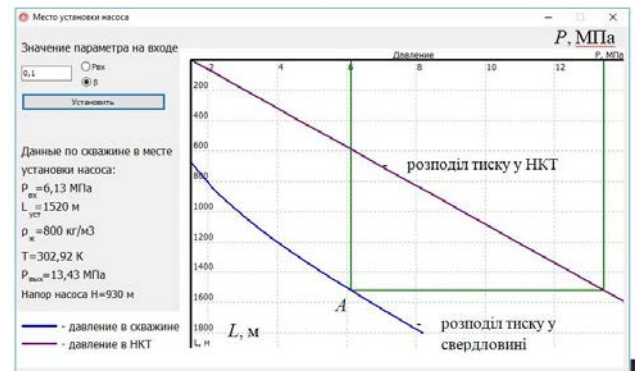


Рис. 4. Фрагмент програми *Модуля № 1*

На рис. 5 наведені узагальнені залежності: тиск на прийомі насоса $P_{вх}$ та глибина установки $L_{уст}$ від об'ємної частки вільного газу (β_r)_{пр}. Розрахунки наведено для значень обводнення нафтової продукції $B = 0$ % (рис. 5, а) та 90 % (рис 5, б).

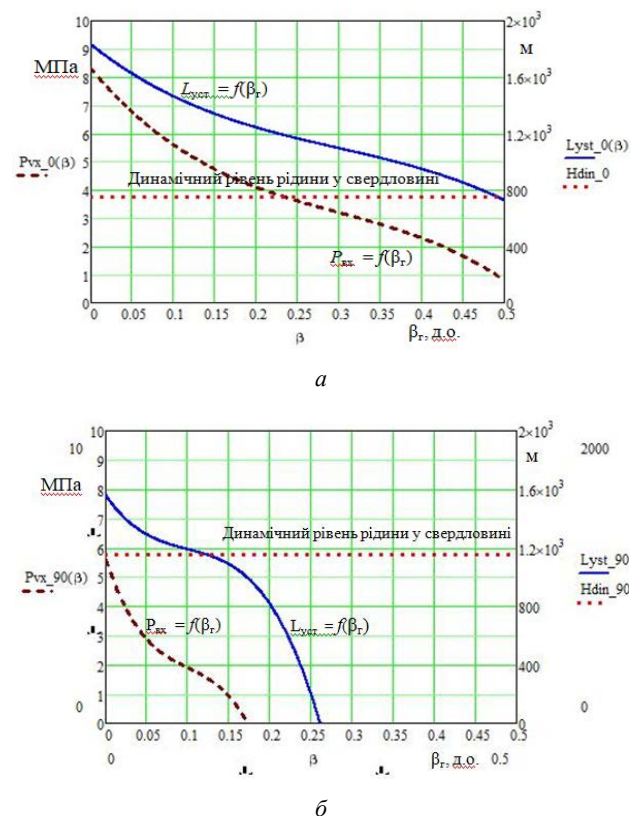


Рис. 5. Розрахункові залежності тиску $P_{вх}$ та глибини установки насоса $L_{уст}$ від $(\beta_r)_{пр}$

У табл. 1 надано зведені результати розрахунків при забезпеченні умови 10 % вільного газу на прийомі насоса. При виборі глибини установки насоса треба враховувати динамічний рівень рідини у свердловині – $L_{уст} = H_{дин} + \min 50$ м.

Показано, що зміна об'ємної частки води B у

нафтогазовій продукції впливає на місце установки насоса. Так, при збільшенні обводнення продукції від $B = 0\%$ до $B = 90\%$ для забезпечення рекомендованого значення 10% вільного газу на прийомі у насос, глибина установки насоса буде зменшуватися.

Таблиця 1 – Робочі параметри при 10% вільного газу на прийомі насоса

Вміст води $B, \%$	Динамічний рівень, м	Тиск на прийомі насоса, МПа	$\rho_{см}, \text{кг/м}^3$	Глибина установки насоса	Дебіт ГРС, м^3 на добу
0	750	5,6	724	1520	30,26
40	950	4,8	823	1400	28,63
70	1080	3,6	905	1321	27,26
90	1150	1,9	959	1188	26,5

Глибина занурення насоса під рівень рідини залежить від вмісту газу й води у нафті. Збільшення глибини занурення насоса приводить до зменшення кількості газу, що попадає в насос разом з рідиною. Однак з підвищенням глибини занурення збільшуються пружні подовження насосних штанг і труб. У результаті цього настає момент, коли подальше збільшення глибини занурення насоса спричиняє зниження коефіцієнта подачі й продуктивності насоса. Тому в таких випадках потрібно визначити з обліком обох факторів (впливу газу й подовження насосних штанг і труб) раціональну глибину занурення насоса, при якій виходить найбільш високий коефіцієнт подачі.

Подальші розрахунки проведено при максимально припустимому значенні об'ємного вмісту вільного газу на прийомі насоса – 25% . При менших значеннях глибини установки насоса (що економічно вигідно) значення вільного газу на прийомі насоса збільшується – тому потрібно установити газосепаратор.

Вплив зміни структурної в'язкості водонафтової продукції на параметри ШГН. Аналіз промислових реологічних характеристик пластової продукції при різних значеннях об'ємної частки води показав, що ВНЕ відноситься до неньютонівської рідини типу Гершеля-Балклі.

$$\tau = \tau_0 + K \cdot \dot{\gamma}^n,$$

де τ_0 – межа текучості при швидкості зсуву $\dot{\gamma}$, що дорівнює 0; K – міра консистенції рідини, Па·с; n – показник, що характеризує ступінь відхилення неньютонівської рідини від неньютонівської.

У табл. 2 представлені коефіцієнти полінома апроксимації реологічної характеристики пластової рідини при різних значеннях об'ємної частки води B .

У роботі для опису гідродинамічних процесів неньютонівських рідин прийнято допущення – реологія робочого середовища описується узагальненою неньютонівською моделлю. Для узагальненої неньютонівської моделі введена ефективна в'язкість, що залежить від швидкості деформації середовища [9, 12]. Апроксимуючий вираз для визначення

ефективної в'язкості для рідини типу Гершеля-Балклі має вид:

$$\mu_{ef} = \frac{K \cdot \dot{\gamma}^n + \tau_0 \left(1 - \exp \left(-\frac{m \cdot \dot{\gamma}}{\dot{\gamma}} \right) \right)}{\dot{\gamma}},$$

де m – експонентний множник (приймають від 500); $\dot{\gamma}$ – характерна швидкість зсуву.

Таблиця 2 – Коефіцієнти полінома апроксимації не неньютонівської рідини типу Гершеля-Балклі [12]

$B, \%$	K	n	τ_0
20	0,02	1	0
30	0,25	0,75	0
45	1,8	0,53	0
60	5	0,5	0
70	9	0,48	3
77	10	0,4	10
83	0,6	0,7	7
95	10^{-6}	1	0

При виконанні дослідницької частини роботи було заплановано визначити вплив об'ємної частки води B (0; 0,4; 0,7; 0,9) при незмінній глибини установки ШГН $L_{уст} = 1200$ м на робочі параметри плунжерного насоса та загальні енергетичні характеристики ШГН. Газовий фактор нафтової продукції при дослідженні – незмінний $\Gamma_0 = 60 \text{ м}^3/\text{м}^3$.

Розрахунки робочих параметрів плунжерного насоса, розрахунки на міцність колони штанг; визначення енергетичних характеристик насосної установки на задані пластові умови проведено за допомогою модулів № 2–№ 4 за удосконаленою методикою визначення ефективної в'язкості ВНЕ за промисловими даними.

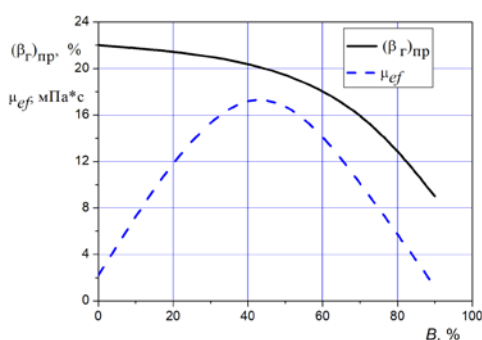
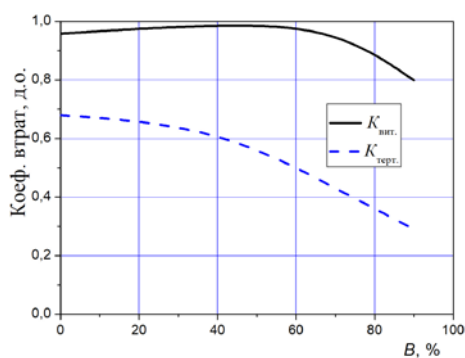
У роботі проведено енергетичні розрахунки роботи всієї установки ШГН. Потужність, споживана двигуном верстата-качалки, витрачається на виконання корисної роботи з підйому рідини на поверхню й на покриття втрат потужності в елементах ШГН. Визначимо витрати потужності в підземній частині установки: втрати потужності на витоку; втрати потужності в клапанних вузлах; втрати потужності на подолання механічного та гідромеханічного тертя штанг, а також тертя плунжера в циліндрі, згідно [13]. На рис. 6, 7 та у табл. 3 наведено результати розрахунків.

Висновки. Для проведення дослідницьких розрахунків у роботі використовуються дані НГВУ "Охтирканефтогаз".

У роботі удосконалена методика визначення робочих характеристик штангового насоса з урахуванням реальних характеристик середовища: газорідні суміші та неньютонівські рідини (зокрема, водонафтові емульсії). У роботі проведено чисельні дослідження для умов експлуатації свердловини для критичних значень обводнення нафти від 40% до 90% ; дослідження впливу ефективної в'язкості водонафтової емульсії на експлуатаційні параметри плунжерного насосу; визначення статичних та

Таблиця 3 – Зведені результати розрахунків параметрів насосної установки

Основні параметри	Значення			
Об'ємна доля води у продукції B , %	0	40	70	90
Глибина установки насоса $L_{уст}$, м	1200			
Об'ємна доля вільного газу на прийомі насоса $(\beta_r)_{пр}$, %	22	21	17	9
В'язкість ефективна на прийомі $(\mu_{ef})_{пр}$, мПа·с	2,2	22,4	10,13	1,2
Щільність суміші на прийомі $(\rho_{грс})_{пр}$, кг/м ³	741	885	993	1065
Тиск насичення з урахуванням сепарації перед насосом $P'_{нас}$, МПа	5,48	4,86	4,26	3,6
Тиск в циліндрі насоса при всмоктуванні $p_{вс}$, МПа	3,88	3,17	2,57	1,96
Тиск в циліндрі насоса при нагнітанні $p_{нагн}$, МПа	10,3	10,43	11,46	14,0
Перепад тиску, створюваний насосом $(\Delta p)_{нас}$, МПа	6,3	7,23	8,8	12,1
Коефіцієнт наповнення насоса $k_{нап}$, д.о.	0,786	0,811	0,826	0,93
Втрата ходу полірованого штоку $\lambda_{ш}$, м	0,132	0,183	0,21	0,2
Коефіцієнт подачі насоса $k_{под}$, д.о.	0,681	0,72	0,74	0,82
Максимальне навантаження у точці підвісу колони штанг (КШ) P_{max} , кН	47	48	48,7	49
Розрахункове напруження КШ $\sigma_{пр}$, МПа	50	52	53	53,5
Крутий момент на кривошипному валу редуктора $M_{кр}$, кН·м	13,31	14,0	14,4	14,45
Коефіцієнт втрат потужності на витоки $K_{вит}$, д.о	0,958	0,992	0,98	0,799
Коефіцієнт втрат потужності на тертя $K_{терт}$, д.о	0,68	0,64	0,43	0,29
ККД у підземної частини ШГН $\eta_{під}$, д.о.	0,579	0,608	0,68	0,658
Загальний ККД установки ШГН $\eta_{заг}$, %	38,5	40,4	45,5	43,7
Потужність, що затрачена на підйом рідини, кВт	3,94	5,2	5,3	7,2

Рис. 6. Залежність зміни фізичних властивостей на прийомі насоса ($L_{уст} = 1200$ м, $G_o = 60$ м³/м³) від обводнення продукції B Рис. 7. Залежність коефіцієнтів втрат від обводнення продукції B ($L_{уст} = 1200$ м, $G_o = 60$ м³/м³)

динамічних навантажень, що діють на колону штанг; втрати довжини ходу плунжера; визначення енергетичних характеристик всієї насосної установки.

Встановлено, що для обраної конструкції та матеріалу штанг АХ із легованої сталі 20НМ (допустима напруга $[\sigma]_{доп} = 90$ МПа) виконуються умови забезпечення втомної міцності колони насосних

штанг для всього діапазону обводнення нафти.

Облік нелінійності реологічної структури водонафтової емульсії та її в'язкості показав, що втрати потужності у критичному діапазоні обводнення нафти 40–70 % у штанговому насосі НСВ1-38 збільшуються на 20–30 %.

Встановлено, що при збільшенні об'ємної доли води у нафтогазової продукції вплив газу зменшується. Так, при незмінній глибині установки насоса у свердловині – $L_{уст} = 1200$ м, спостерігається зменшення об'ємної доли вільного газу на прийомі насоса, $(\beta_r)_{пр}$ – з 22 % до 7 %. Потужність, яка витрачена на підйом рідини, збільшується. Присутність газу на вході в насос грає негативну роль, знижуючи коефіцієнт наповнення насоса $\eta_{нап}$. Але з іншого боку, газ, який потрапив в насосно-компресорні труби, створює «газліфтний ефект».

За результатами розрахунків у табл. 3 бачимо, що зміна об'ємних часток води та газу у нафтовій продукції неоднозначно впливає на енергетичні характеристики всієї установки ШГН. Тому для підвищення ефективності проектних робіт з вибору оптимального режиму роботи насосного обладнання у свердловинах з ускладненими умовами і забезпечення надійності роботи, необхідно проводити чисельні експерименти за допомогою комплексу прикладних програм.

Список літератури

1. Копей Б. В., Білик Н. Д. Аналіз причин обриву насосних штанг в експлуатаційних умовах України та США. *Нафта і газ. Наука. Освіта. Виробництво: шляхи інтеграції та інноваційного розвитку: матеріали всеукраїнської науково-технічної конференції*. Дрогобич: ТзОВ «Трек-ЛТД», 2019. С. 47–53.
2. Савчук В. В. Видобування нафти з високим вмістом піску, смол

- і парафіну із застосуванням спеціальних конструкцій насосів. *Науковий вісник Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу*. 2016. № 1. С. 20–28.
3. Валиахметов Р. Всему свое место. Применение ШГН остается эффективным при определенных условиях. *Нефтегазовая Вертикаль*. 2017. № 9. С. 78–79.
 4. Мищенко И. Т. *Скважинная добыча нефти*. Москва: Российский государственный университет нефти и газа им. И. М. Губкина, 2015. 448 с.
 5. Персиянцев М. Н. *Добыча нефти в осложненных условиях*. Москва: ООО «Недра-Бизнесцентр», 2000. 653 с.
 6. Дроздов А. Н. *Технология и техника добычи нефти погружными насосами в осложненных условиях*. Москва: МАКС Пресс, 2008. 615 с.
 7. Наследников С. В., Тимків Д. Ф., Онацко Р. Г. Аналіз структурної схеми устаткування для видобування нафти і її кінематика. *Нафтогазопромислові обладнання. Науковий вісник ІФНТУНГ*. 2012. № 1 (31). URL: http://nbuv.gov.ua/UJRN/Nvif_2012_1_11 (дата звернення: 30.03.2021).
 8. Ямалиев В. У., Ишемгузин И. Е., Латыпов Б. М. Оценка силы трения плунжера о цилиндр штангового скважинного насоса при проектировании колонны штанг. *Изв. Самарского научного центра Российской АН*. 2017. Т. 19, № 1. С. 70–75.
 9. Уразов К. Р., Богомольный Е. И., Сейтагамбетов Ж. С. *Насосная добыча высоковязкой нефти из наклонных и обводненных скважин*. Москва: ООО «Недра-Бизнесцентр», 2003. 303 с.
 10. Романова Н. А., Алиев З. З., Буранчин А. Р. Вязкость водонефтегазовой эмульсии и ее влияние на эффективность работы глубиннонасосных установок. *Нефтегазовое дело*. 2009. Т. 7, № 1. С. 43–48.
 11. Евдокимов И. Н., Лосев А. П. Корреляция отказов скважинных насосов с изменениями структур дисперсной фазы добываемых водонефтяных эмульсий. *Бурение и нефть*. 2013. № 7–8. С. 40–42. URL: http://eee.gubkin.ru/PUBLICAT_RUS_files/PREPR_BUR_NEFT_7_8_2013.pdf (дата обращения: 25.04.2021).
 12. Шевченко Н. Г., Шудрик О. Л., Коваль О. С., Дорошенко О. В. Врахування реологічних властивостей водонафтової емульсії на робочі характеристики відцентрового насоса. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv: NTU "KhPI". 2018. No. 17 (1293). P. 58–65.
 13. Гиматулинов Ш. К. *Справочное руководство по проектированию разработки и эксплуатации нефтяных месторождений. Добыча нефти*. Москва: Недра, 1983. 455 с.
 14. Колесова С. Б., Насыров А. М., Полозов М. Б. Снижение влияния свободного газа на работу насосного оборудования. *Экспозиция Нефть Газ*. 2018. № 6 (66). URL: <https://cyberleninka.ru/article/n/snizhenie-vliyaniya-svobodnogo-gaza-na-rabotu-nasosnogo-oborudovaniya> (дата обращения: 02.04.2021).
 15. МакКой Дж. Н. Как поддержать высокую эффективность добычи нефти при эксплуатации скважин штанговыми глубинными насосами. *Добыча*. 2014. № 10. С. 44–66. URL: https://rogtectmagazine.com/wp-content/uploads/2014/10/07_Maintenance.pdf (дата обращения: 05.04.2021).
 16. Копей В. Б., Копей Б. В., Кузьмін О. О. Принципи побудови моделі свердловинної штангової насосної установки для середовища Maplesoft MapleSim 7. *Науковий вісник Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу*. 2017. № 2. С. 42–52. URL: <http://elar.nung.edu.ua/handle/123456789/6568> (дата звернення: 10.04.2021).
 17. Шевченко Н. Г., Шудрик О. Л. Свідчення про реєстрацію авторського права на твір № 74077, Україна. *Комп'ютерна програма «Програма моделювання сумісної роботи заглибного відцентрового насоса (ЕВН) та свердловини при видобутку нафти» («PVT-Well-pump»)*. 2017.
 18. Шевченко Н. Г., Шудрик О. Л. Комплекс программ для расчета параметров работы штанговой насосной установки. *Вісник Нац. техн. ун-та «ХПІ»*. Сер.: Енергетичні і теплотехнічні процеси і устаткування. Харків: НТУ «ХПІ». 2014. № 1 (1044). С. 175–179.
 19. Дунюшкин И. И., Мищенко И. Т., Елисеєва Е. И. *Расчеты физико-химических свойств пластовой и промысловой нефти и воды*. Москва: Нефть и газ, 2004. 448 с.
 20. Шевченко Н. Г., Шудрик О. Л. Програмний модуль прогнозування гідродинамічних характеристик газорідної суміші свердловини при механізованому видобутку нафти. *Вісник Нац. техн. ун-та «ХПІ»*. Сер.: Математичне моделювання в техніці та технологіях. Харків: НТУ «ХПІ», 2014. № 39 (1082). С. 190–197.

References (transliterated)

1. Kopey B. V., Bilyk N. D. Analiz prychnyn obryvu nasosnykh shtanh v ekspluatatsiynykh umovakh Ukrayiny ta SshA [Analysis of the causes of breakage of pump rods in the operating conditions of Ukraine and the USA]. *Nafta i haz. Nauka. Osvita. Vyrobnystvo: shlyakhy intehratsiyi ta innovatsiynoho rozvytku: materialy vseukrayins'koyi naukovo-tekhnichnoyi konferentsiyi* [Oil and gas. Science. Education. Production: ways of integration and innovative development: materials of the all-Ukrainian scientific and technical conference]. Droghobich, LLC "Trek-LTD" Publ., 2019, pp. 47–53.
2. Savchuk V. V. Vydobuvannya nafty z vysokym vmistom pisku, smol i parafinu iz zastosuvannyam spetsial'nykh konstruktivnykh nasosiv [Extraction of oil with a high content of sand, resins and paraffin using special pump designs]. *Naukovyy visnyk Ivano-Frankivs'koho natsional'noho tekhnichnoho universytetu nafty i hazu* [Scientific Bulletin of the Ivano-Frankivsk National Technical University of Oil and Gas]. 2016, no 1, pp. 20–28.
3. Valiakhmetov R. Vsemu svoe mesto. Primenenie ShGN ostaetsya effektivnym pri opredelennykh usloviyakh [Everything has its place. The use of sucker rod pumps remains effective under certain conditions]. *Neftegazovaya Vertikal'*. 2017, no 9, pp. 78–79.
4. Mishchenko I. T. *Skvazhinnaya dobycha nefiti* [Downhole oil production]. Moscow, Rossiyskiy gosudarstvennyy universitet nefiti i gaza im. I. M. Gubkina Publ., 2015. 448 p.
5. Persiyantsev M. N. *Dобыча нефти в осложненных условиях* [Oil production in complicated conditions]. Moscow, ООО "Недра-Бизнесцентр" Publ., 2000. 653 p.
6. Drozdov A. N. *Tekhnologiya i tekhnika dobychi nefiti pogruzhnymi nasosami v oslozhnennykh usloviyakh* [Technology and technique of oil production by submersible pumps in complicated conditions]. Moscow, MAKS Press Publ., 2008. 615 p.
7. Naslyednikov S. V., Tymkiv D. F., Onatsko R. H. Analiz strukturnoyi skhemy ustatkuvannya dlya vydobuvannya nafty i yiyi kinematyka [Analysis of the structural scheme of equipment for oil production and its kinematics]. *Naftohazopromyslove obladnannya. Naukovyy visnyk IFNTUNH* [Oil and gas equipment. Scientific Bulletin IFNTUNG]. 2012, no 1 (31). Available at: http://nbuv.gov.ua/UJRN/Nvif_2012_1_11 (accessed 30.03.2021).
8. Ymaliev V. U., Ishemguzhin I. E., Latypov B. M. Otsenka sily treniya plunzhera o tsilindr shtangovogo skvazhinnogo nasosa pri proektirovani kolonny shtang [Estimation of the friction force of the plunger on the cylinder of a sucker rod pump in the design of a rod string]. *Izvestiya Samarskogo nauchnogo tsentra Rossiyskoy AN*. 2017, vol. 19, no. 1, pp. 70–75.
9. Urazakov K. R., Bogomol'nyy E. I., Seytagambetov Zh. S. *Nasosnaya dobycha vysokovязкой нефти из наклонных и обводненных скважин* [Pumping production of high-viscosity oil from inclined and flooded wells]. Moscow, ООО "Недра-Бизнесцентр" Publ., 2003. 303 p.
10. Romanova N. A., Aliev Z. Z., Buranchin A. R. Vyazkost' vodoneftegazovoy emul'sii i ee vliyaniye na effektivnost' raboty glubinnonasosnykh ustanovok [Viscosity of water-oil-and-gas emulsion and its influence on the efficiency of deep pumping units]. *Neftegazovoe delo*. 2009, vol. 7, no. 1, pp. 43–48.
11. Evdokimov I. N., Losev A. P. Korrelyatsiya otkazov skvazhinnykh nasosov s izmeneniyami struktur dispersnoy fazy dobyvaemykh vodoneftnykh emul'siy [Correlation of borehole pump failures with changes in the structure of the dispersed phase of the produced oil-water emulsions]. *Burzenie i nefi'*. 2013, no. 7–8, pp. 40–42. Available at: http://eee.gubkin.ru/PUBLICAT_RUS_files/PREPR_BUR_NEFT_7_8_2013.pdf (accessed 25.04.2021).
12. Shevchenko N. H., Shudryk O. L., Koval' O. S., Doroshenko O. V.

- Vrakhuvannya reolohichnykh vlastyvostey vodonaftovoyi emul'siyi na robochi kharakterystyky vidtsentrovoho nasosa [Accounting rheology water-oilemulsion to performance of centrifugal pumps]. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2018, no. 17 (1293), pp. 58–65.
13. Gimatudinov Sh. K. *Spravochnoe rukovodstvo po proektirovaniyu razrabotki i ekspluatatsii neftyanykh mestorozhdeniy. Dobycha nefi* [Reference guide for the design, development and operation of oil fields. Oil production]. Moscow, Nedra Publ., 1983. 455 p.
 14. Kolesova S. B., Nasyrov A. M., Polozov M. B. Snizhenie vliyaniya svobodnogo gaza na rabotu nasosnogo oborudovaniya [Reducing the influence of free gas on the operation of pumping equipment]. *Ekspozitsiya Nefi' Gaz*. 2018, no. 6 (66). Available at: <https://cyberleninka.ru/article/n/snizhenie-vliyaniya-svobodnogo-gaza-na-rabotu-nasosnogo-oborudovaniya> (accessed 02.04.2021).
 15. MakKoy Dzh. N. Kak podderzhat' vysokuyu effektivnost' dobychi nefi pri ekspluatatsii skvazhin shtangovymi glubinnymi nasosami [How to maintain high efficiency of oil production when operating wells with sucker rod pumps]. *Dobycha*. 2014, no. 10, pp. 44–66. Available at: https://rogtcmagazine.com/wp-content/uploads/2014/10/07_Maintenance.pdf (accessed 05.04.2021).
 16. Kopey V. B., Kopey B. V., Kuz'min O. O. Pryntsypy pobudovy modeli sverdlovynnoyi shtanhovoyi nasosnoyi ustanovky dlya seredovysshcha Maplesoft MapleSim 7 [Principles of construction of a model of downhole rod pump installation for Maplesoft MapleSim environment 7]. *Naukovyy visnyk Ivano-Frankivs'koho natsional'noho tekhnichnoho universytetu nafty i hazu* [Scientific Bulletin of the Ivano-Frankivsk National Technical University of Oil and Gas]. 2017, no. 2, pp. 42–52. Available at: <http://elar.nung.edu.ua/handle/123456789/6568> (accessed 10.04.2021).
 17. Shevchenko N. H., Shudryk O. L. *Komp'yuterna prohrama "Prohrama modelyuvannya sumisnoyi roboty zahlybnoho vidtsentrovoho nasosa (EVN) ta sverdlovyny pry vydobutku nafty" ("PVT-Well-pump")* [Computer program "Program for modeling the joint operation of submersible centrifugal pump (ECCP) and wells for oil production" ("PVT-Well-pump")]. Certificate of copyright registration for the work Ukraine, no. 74077, 2017.
 18. Shevchenko N. G., Shudrik A. L. Kompleks programm dlya rascheta parametrov raboty shtangovoy nasosnoyi ustanovki [A set of programs for calculating the parameters of the sucker rod pumping unit]. *Visnyk Nats. tekhn. un-ta "KhPI". Seriya: Enerhetychni i teplotekhnichni protsesy i ustatkuvannya* [Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Energy and heat engineering processes and equipment]. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2014, no. 1 (1044), pp. 175–179.
 19. Dunyushkin I. I., Mishchenko E. I., Eliseeva E. I. *Raschety fiziko-khimicheskikh svoystv plastovoy i promyslovoy nefi i vody* [Calculations of physical and chemical properties of reservoir and field oil and water]. Moscow, Nefi' i gaz Publ., 2004. 448 p.
 20. Shevchenko N. H., Shudryk O. L. Prohramnyy modul' prohnozuvannya hidrodinamichnykh kharakterystyk hazoridynnoyi sumishi sverdlovyny pry mekhanizovanomu vydobutku nafty [Software module for forecasting the hydrodynamic characteristics of the gas-liquid mixture of wells in mechanized oil production]. *Visnyk Nats. tekhn. un-ta "KhPI". Seriya: Matematychni modelyuvannya v tekhnitsi ta tekhnolohiyakh* [Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Mathematical modeling in engineering and technology]. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2014, no. 39 (1082), pp. 190–197.

Надійшла (received) 08.04.2021

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Шевченко Наталія Григорівна (Шевченко Наталья Григорьевна, Shevchenko Nataliya) – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-6877-7428>; e-mail: shevng@ukr.net

Фатєєва Надія Миколаївна (Фатеева Надежда Николаевна, Fatieieva Nadiia) – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-6955-5301>; e-mail: nadin_yak@ukr.net

Іващенко Владислава Юрївна (Иващенко Владислава Юрьевна, Ivashchenko Vladyslava) – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», магістр; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-2931-7506>; e-mail: vlada.ivashchenko99@gmail.com

Фатєєв Олександр Миколайович (Фатеев Александр Николаевич, Fatyeyev Oleksandr) – кандидат технічних наук, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-9212-4507>; e-mail: fatyan1@ukr.net

О. І. ГАСЮК, Є. М. ЦЕНТА**ДИНАМІЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ ГІДРОПРИВОДУ РОБОЧОГО КОЛЕСА ПОВОРОТНО-ЛОПАТЕВОЇ ГІДРОТУРБИНИ**

У статті досліджується робочий процес мехатронного гідроприводу робочого колеса поворотно-лопатевої гідротурбіни на основі удосконаленої математичної моделі. Поліпшення показників якості динамічних характеристик забезпечено введенням в пристрій управління двох ПІД-регуляторів з диференціальним ізодромним каналом налаштування. Відпрацювання малих переміщень поршня сервомотора (малих кутів повороту лопатей) з достатньою для практики точністю досягнуте шляхом постановки і вирішення задачі динамічного синтезу коригувального пристрою. Значення отриманої кривої вводяться в програмне забезпечення системи управління і в процесі роботи надходять в пропорційний канал ПІД-регулятора, перетворюючи його в коригувальний пристрій. При цьому одночасно досягнута інваріантність робочого процесу, в тому числі, в режимі малих кутів повороту лопатей гідротурбіни. Дана оцінка впливу збільшення газомісту в двофазній робочій рідині до 15 %. Отримані результати підтверджують необхідність зниження газомісту в робочій рідині, що викликає коливання тиску в об'ємному гідроприводі, причому двофазна робоча рідина викликає більш суттєві коливання, ніж однофазна. Результати проведених досліджень можуть бути використані при розробці нових об'ємних гідроприводів та дозволяють аналізувати динамічні характеристики гідроприводів різного призначення. Оптимізація проводилася методом проб і помилок та методом Polak Ribiere пакета VisSim для здобуття синтезованої нелінійної залежності коефіцієнта розузгодження ϵ . Дослідження динамічних процесів проводилось в пакеті імітаційного моделювання VisSim і дана оцінка показникам якості перехідних процесів для забезпечення заданої точності при малих переміщеннях сервомотора.

Ключові слова: математична модель, гідропривод, поворотно-лопатева гідротурбіна, робоче колесо, ПІД-регулятор, коефіцієнт підсилення сигналів, коригувальний пристрій, оптимізація, синтез.

А. И. ГАСЮК, Е. Н. ЦЕНТА**ДИНАМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ГИДРОПРИВОДА РАБОЧЕГО КОЛЕСА ПОВОРОТНО-ЛОПАСТНОЙ ГИДРОТУРБИНЫ**

В статье исследуется рабочий процесс мехатронного гидропривода рабочего колеса поворотно-лопастной гидротурбины на основе усовершенствованной математической модели. Улучшение показателей качества динамических характеристик обеспечено вводом в устройство управления двух ПИД-регуляторов с дифференциальным изодромным каналом настройки. Отработка малых перемещений поршня сервомотора (малых углов поворота лопастей) с достаточной для практики точностью достигнута путем постановки и решения задачи динамического синтеза корректирующего устройства. Значения полученной кривой вводятся в программное обеспечение системы управления и в процессе работы поступают в пропорциональный канал ПИД-регулятора, превращая его в корректирующее устройство. При этом одновременно достигнута инвариантность рабочего процесса, в том числе, в режиме малых углов поворота лопастей гидротурбины. Дана оценка влияния увеличения газосодержания в двухфазной рабочей жидкости до 15 %. Полученные результаты подтверждают необходимость снижения газосодержания в рабочей жидкости, вызывающего колебания давления в объемном гидроприводе, причем двухфазная рабочая жидкость вызывает более существенные колебания, чем однофазная. Результаты проведенных исследований могут быть использованы при разработке новых объемных гидроприводов, позволяя анализировать динамические характеристики гидроприводов различного назначения. Оптимизация проводилась методом проб и ошибок и методом Polak Ribiere пакета VisSim для получения синтезированной нелинейной зависимости коэффициента рассогласования ϵ . Исследование динамических процессов проводилось в пакете имитационного моделирования VisSim и дана оценка показателям качества переходных процессов для обеспечения заданной точности при малых перемещениях сервомотора.

Ключевые слова: математическая модель, гидропривод, поворотно-лопастная гидротурбина, рабочее колесо, ПИД-регулятор, коэффициент усиления сигналов, корректирующее устройство, оптимизация, синтез.

O. HASIUK, E. TSENTA**DYNAMIC CHARACTERISTICS OF HYDRAULIC DRIVE OF THE RUNNER OF A KAPLAN HYDRAULIC TURBINE**

The working process of the mechatronic hydraulic drive of the runner of a Kaplan hydraulic turbine on the basis of an improved mathematical model is studied in the article. Improvement of the quality parameters of the dynamic characteristics is provided by the integration of two PID controllers with differential isodromic tuning channel into a control device. The development of small displacements of the servomotor piston (small angles of blade rotation) with sufficient accuracy for practice was got by formulating and solving the problem of dynamic synthesis of the correcting device. The values of the obtained curve are fed into the control system software. In the process of operation this data is fed to the proportional channel of the PID controller, turning it into a correcting device. At the same time, the invariance of the operating process is achieved, including in the mode of small angles of rotation of the hydraulic turbine blades. The estimation of the impact of increasing gas content in the two-phase working fluid up to 15 % is given. The obtained results confirm the need to reduce the gas content in the working fluid, causing pressure fluctuations in the volumetric hydraulic drive, and the two-phase working fluid causes more significant fluctuations than single-phase one. The results of the conducted research can be used in the development of new volumetric hydraulic drives, making it possible to analyze dynamic characteristics of hydraulic drives for various purposes. Optimization was carried out by the trial-and-error method and the Polak Ribiere method in the VisSim package to obtain a synthesized nonlinear dependence of the mismatch coefficient ϵ . The study of dynamic processes was carried out in the VisSim simulation package. The estimation of the quality parameters of transient processes to ensure the specified accuracy at small movements of the servomotor was given.

Keywords: mathematical model, hydraulic drive, Kaplan hydraulic turbine, runner, PID controller, signal amplification factor, correcting device, optimization, synthesis.

Вступ. Сучасна тенденція створення систем управління частотою обертання ротора гідротурбіни

© О. І. Гасюк, Є. М. Цента, 2021

(далі СУЧОР) заснована на широкому застосуванні обчислювальної техніки, в тому числі мікроконтролерів та ЕОМ [1–9]. Це дозволяє істотно скоротити кількість гідроапаратів, механічних елементів (тросів, важелів, кулачків та ін.) і передати їх функції електротехнічним пристроям, управляючій електроніці, програмному забезпеченню ЕОМ. З'явилася можливість розробляти мехатронні системи з поліпшеними динамічними характеристиками, чому і присвячена ця стаття.

Аналіз останніх досліджень. В роботах [10, 11] викладається методика розрахунку динамічних характеристик систем управління гідротурбінами на основі математичної моделі (далі ММ), представленої лінеаризованими рівняннями в припущеннях. Точність розрахунку такого підходу визначається вибраною точкою лінеаризації і величиною приросту. Автори відзначають, що при оцінці стійкості можна користуватися такою моделлю. Однак з появою комп'ютерних систем лінеаризована ММ може служити лише для попередніх розрахунків і досліджень, вибору основного обладнання, часів закриття направляючого апарату, а для поворотно-лопатевих гідротурбін (далі ПЛГ) і розвороту лопатей, та ін.

Робота [12] присвячена основам динаміки систем лінійних і лінеаризованих систем. Викладено методи розрахунку стійкості, вибору параметрів і структури регуляторів швидкості гідротурбін, що засновані на використанні логарифмічних і фазових частотних характеристик. Наведено принципові схеми регуляторів швидкості та методи їх натурних випробувань. Незважаючи на переважне використання теорії лінійних систем, робота [12] і сьогодні має теоретичну і практичну значущість.

У роботі [3] викладено аналіз СУЧОР гідротурбіни (ГТ) від гідромеханічних до сучасних комп'ютерних. Відзначається, що введення ЕОМ в систему, з одного боку підвищує значущість розробки укрупнених і більш повних ММ, а з іншого – відкриває можливість за допомогою програмних засобів реалізувати різні закони управління. Наведено функціональну схему, розробленої консорціумом «Регулятор» (Україна, Харків) спільно з фірмою ALSTOM POWER HYDRO (Франція, Гренобль) першої в Україні комп'ютерної СУЧОР при реконструкції ПЛГ Кременчуцької ГЕС Дніпровського каскаду. Зі схеми програмного забезпечення видно управління робочим колесом (далі РК).

Розробці математичних моделей елементів і вузлів СУЧОР (у тому числі гідропристроїв для об'ємних гідросистем) присвячені роботи [14–18]. Аналіз робіт показує, що розробка моделей виконувалася без урахування ряду важливих факторів, які дозволяють підвищити їх адекватність реальному об'єкту та більш ефективно використовувати СУЧОР ГТ.

Більшість робіт присвячених математичному опису елементів комплексу гідропристроїв зводиться до лінеаризованих рівнянь, до систем лінійних

рівнянь, в тому числі диференціальних. При цьому використовується перетворення Лапласа, передатні функції, тобто теорія лінійних систем [12].

В ряді робіт розглянуто застосування гідромеханічних [12] та електрогідравлічних регуляторів для радіально-осьових і поворотно-лопатевих гідротурбін [12, 13, 19].

Роботи [13, 19] присвячені опису удосконалених електрогідравлічних СУЧОР. Приведена функціональна схема, яка містить пристрої з пропорційно-інтегральним законом управління, ізодром, пристрій управляючої дії по прискоренню. Математичний опис СУЧОР представлений лінійною моделлю.

В роботі [14] розглянуте питання підвищення якості перехідних процесів в СУЧОР гідротурбіни, що викликані різними впливами. Відзначено, що при відносно слабких впливах (невеликих змінах навантаження або частоти) нелінійності характеристик ланок не справляють відчутного впливу на процеси регулювання і аналіз поведінки системи може базуватися на теорії лінійних систем. При сильних впливах (скидання навантаження, пусках і зупинках, швидких змінах навантаження і відкриття турбіни) параметри деяких ланок системи отримують значення на нелінійній частині характеристики. У цих умовах нелінійності характеристик ланок істотно впливають на перехідні процеси. Автор пропонує узагальнений показник якості, де з певною вагою входять прийняті показники перехідного процесу (час регулювання, перерегулювання, кількість коливань та ін.). При узагальненому показнику якості кращі результати отримані з ПД-регулятором. Крім того, підкреслюється, що вдосконалення методики оптимізації повинно базуватися на аналізі перехідних процесів, одержуваних за допомогою ЕОМ та розробленої математичної моделі.

У роботах [3–5] вперше в науково-технічній літературі викладені результати моделювання та дослідження першої комп'ютерної системи управління ПЛГ. Однак у цих роботах не приділено належної уваги дослідженню динаміки робочого процесу гідроприводу РК (далі ГП РК), що є одним з важливих складових комп'ютерної системи ПЛГ.

Постановка задачі. Результати аналізу останніх публікацій показали, що забезпечення сучасних високих технічних вимог до робочого процесу ГП РК для повороту лопатей ПЛГ продовжує залишатися актуальною задачею. Її рішення пов'язане не тільки з поліпшенням технічних характеристик електро- і гідрообладнання, але і з істотним переглядом формування законів в пристроях управління, що входять до складу ГП, на базі досягнень теорій автоматичного управління, методів синтезу, оптимізації та обчислювальної техніки. Поліпшення динамічних і статичних характеристик (показників якості перехідних процесів) і забезпечення режиму малих переміщень шляхом введення більш ефективних законів управління ще в належній мірі не використані і продовжують залишатися актуальною задачею.

Основна частина. Розглянемо розрахункову схему ГП РК (рис. 1). До її складу входить тільки три гідроприспособи (на відміну від попередніх ГП): ЕГП – електрогідрравлічний перетворювач для перетворення вхідного електричного сигналу, що відповідає значенням комбінаторної залежності в даний момент часу, в гідрравлічний; РЗ – гідророзподільник золотникового типу з гідруправлінням, що забезпечує витрату і злив робочої рідини (далі РР) з поршневої і штокової порожнин третього гідроприспособи – сервомотора (далі СМ); СМ здійснює через пристрій кінематики розворот до 37° і згортання лопатей РК.

ГП РК оснащений вимірювальними, аналого-цифровими і цифро-аналоговими пристроями визначення фактичного положення золотників ЕГП і РЗ, штока СМ, контролю тиску РР в різних точках для подачі інформації в комп'ютер. Програмне забезпечення формує управляючий сигнал комбінаторної залежності, що забезпечує підтримку роботи ПЛГ в оптимальному режимі при зміні напору і потужності. Схема (рис. 1) містить прийняті в статті позначення постійних і змінних параметрів, позитивні і негативні напрямки переміщень золотників ЕГП, РЗ і штока СМ, а також витрат.

Удосконалена нелінійна ММ динаміки ГП РК з урахуванням нелінійностей гідроприспособів, змінних коефіцієнтів витрат у функції числа Рейнольдса,

приведених модулів пружності двофазної РР та ін. представлена системою (1) з 10 диференціальних рівнянь першого порядку (з яких 6 – нелінійні) в нормальній формі Коші.

У системі рівнянь (1) формули (8.1), (9.1), (10.1) відповідають розвороту лопатей; (8.2), (9.2), (10.2) – згортання лопатей.

Для отримання однозначного рішення визначаються початкові умови (відповідно до системи рівнянь (1) їх 10) на основі статичної моделі і стану ГП в момент, що передує початку руху.

При побудові ММ прийняті такі допущення:

- РР однорідна і її течія нерозривна;
- температура, густина, в'язкість РР сталі, що дорівнюють середнім значенням;
- РР в зазорах пар тертя ЕГП, РЗ, СМ вважаємо нестисливою у зв'язку з тим, що довжина зазорів значно менше довжин хвиль коливань, які поширюються в стисливих середовищах;
- витрати РР через зазори в гідроприспособах ГП не враховуємо через їхню малість у порівнянні з витратами в системі;
- інерційність РР в гідролініях ЕГП і РЗ мала у порівнянні з силами гідрравлічної дії на золотники;
- втрати тиску в нагнітальній і зливній магістралях від РЗ до СМ не враховуємо через їхню малість у порівнянні з тиском в ГП;
- тиск РР на виході МНУ прийнятий постійним.

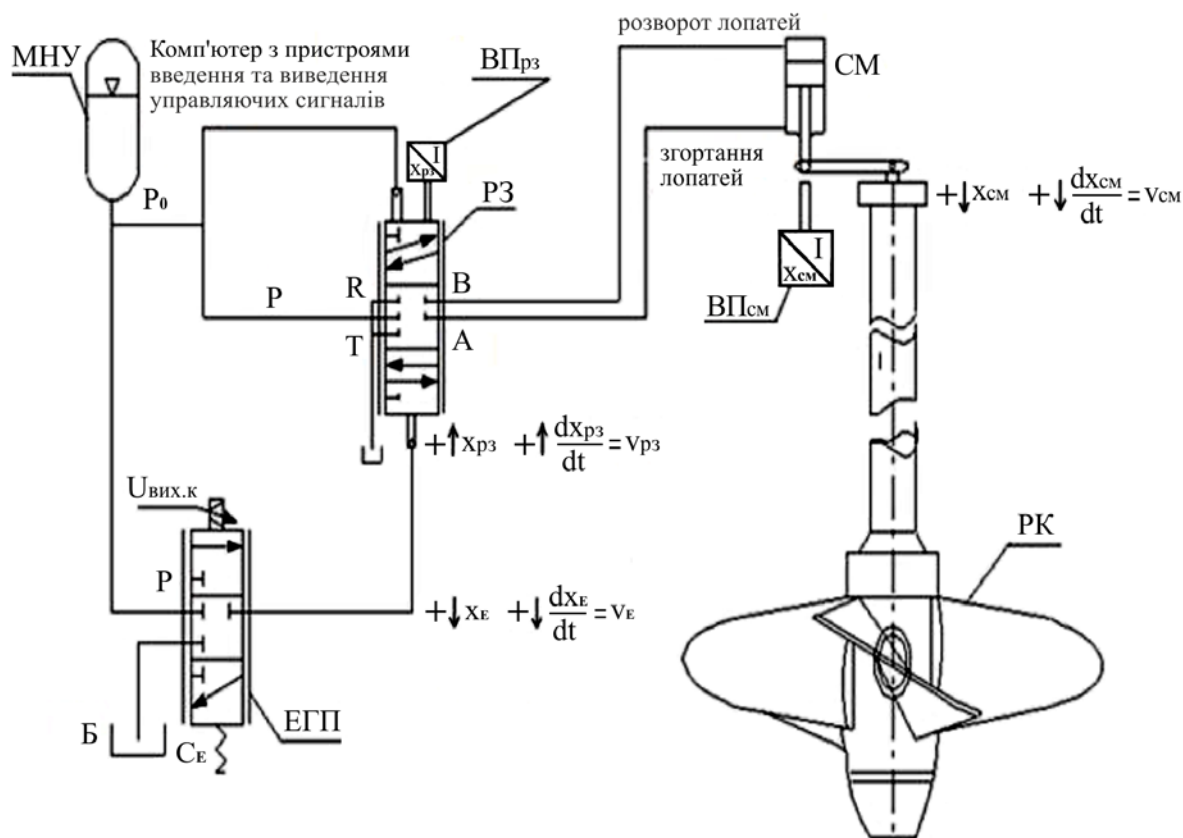


Рис. 1. Розрахункова схема гідроприводу робочого колеса:

МНУ – маслonaпiрна установка; РЗ – гідророзподільник; СМ – сервомотор; ЕГП – електрогідрравлічний перетворювач; Б – гідробак; ВПрз, ВПрс – вимірювальні перетворювачі відповідно РЗ і СМ; РК – робоче колесо; $U_{вих.к}$ – електрична напруга комбінаторної залежності

$$\begin{aligned}
1. \quad & \frac{dx_E}{dt} = v_E, \\
2. \quad & \frac{di}{dt} = \frac{1}{T_L} \left(\frac{U_y - K_{\text{ПЕ}} v_E - i}{R} - i \right), \\
3. \quad & \frac{dv_E}{dt} = \frac{(K_{Fi} i - C_E (x_{E0} + x_E) + G_E - F_{\text{П.ТР.Е}} - F_{\text{ТР.Е}} - F_{\text{ГДЕ}})}{m_E}, \\
4. \quad & \frac{dx_{P3}}{dt} = v_{P3}, \\
5. \quad & \frac{dv_{P3}}{dt} = \frac{(A_{P3.H} p_{P3} + A_{P3.B} p_0 - G_{P3} - F_{\text{П.ТР.П3}} - F_{\text{ТР.П3}} - F_{\text{ГДП3}})}{m_{P3}}, \\
6. \quad & \frac{dx_{CM}}{dt} = v_{CM}, \\
7. \quad & \frac{dv_{CM}}{dt} = \frac{(A_{\text{П}} p_{\text{П}} - A_{\text{Ш}} p_{\text{Ш}} - F_{\text{С.СМ}} - F_{\text{ТР.СМ}} - F_{\text{П.ТР.СМ}})}{m_{\text{СМ}}}, \\
8.1. \quad & \frac{dp_{P3}}{dt} = (q_{P3} - A_{P3.H} v_{P3}) / \left(\frac{V_{0.P3} + A_{P3.H} x_{P3}}{E_{P3}} \right), \\
8.2. \quad & \frac{dp_{P3}}{dt} = (A_{P3.H} v_{P3} - q_{P3}) / \left(\frac{V_{0.P3} - A_{P3.H} x_{P3}}{E_{P3}} \right), \\
9.1. \quad & \frac{dp_{\text{П}}}{dt} = (q_{\text{СМ.П}} - A_{\text{П}} v_{\text{СМ}}) / \left(\frac{V_{0.СМ} + A_{\text{П}} x_{\text{СМ}}}{E_{\text{СМ.П}}} \right), \\
9.2. \quad & \frac{dp_{\text{П}}}{dt} = (A_{\text{П}} v_{\text{СМ}} - q_{\text{СМ.П}}) / \left(\frac{V_{0.СМ} - A_{\text{П}} x_{\text{СМ}}}{E_{\text{СМ.П}}} \right), \\
10.1. \quad & \frac{dp_{\text{Ш}}}{dt} = (A_{\text{Ш}} v_{\text{СМ}} - q_{\text{СМ.Ш}}) / \left(\frac{V_{0.СМ} - A_{\text{Ш}} x_{\text{СМ}}}{E_{\text{СМ.Ш}}} \right), \\
10.2. \quad & \frac{dp_{\text{Ш}}}{dt} = (A_{\text{Ш}} v_{\text{СМ}} - q_{\text{СМ.Ш}}) / \left(\frac{V_{0.СМ} - A_{\text{Ш}} x_{\text{СМ}}}{E_{\text{СМ.Ш}}} \right).
\end{aligned} \quad (1)$$

Тут v_E , v_{P3} , v_{CM} , x_E , x_{P3} , x_{CM} – відповідно швидкості і переміщення золотників ЕГП, РЗ, штока СМ; i – електричний струм якірного ланцюга електромагніту ЕГП; U_y – електрична напруга на вході електромагніту ЕГП; R , T_L , $K_{\text{ПЕ}}$, K_{Fi} – відповідно активний опір і постійна часу якірного ланцюга, коефіцієнти проти-е.р.с. і магніторушійної сили; G_E , m_E , C_E , x_{E0} – відповідно сила ваги і маса рухомих елементів, жорсткість і величина попереднього стиснення пружини ЕГП; p_0 , p_{P3} , $p_{\text{П}}$, $p_{\text{Ш}}$ – тиски РР відповідно на виході МНУ, РЗ, в поршневій і штоковій порожнинах СМ; $A_{P3.H}$, $A_{P3.B}$, $A_{\text{П}}$, $A_{\text{Ш}}$, $V_{0.P3}$, $V_{0.СМ}$, $V_{02.СМ}$ – відповідно площі поперечних перерізів нижньої і верхньої управляючих камер РЗ, поршневої і штокової порожнин СМ, і початкові об'єми РР в нижній управляючій камері РЗ і в поршневій і

штоковій порожнині СМ; m_{P3} , m_{CM} – відповідно маса рухомих елементів РЗ і СМ; G_{P3} – сила ваги рухомих елементів РЗ; q_{P3} , $q_{\text{СМ.П}}$, $q_{\text{СМ.Ш}}$, E_{P3} , $E_{\text{СМ.П}}$, $E_{\text{СМ.Ш}}$ – витрати і приведені модулі пружності двофазної РР з урахуванням деформації стінок РЗ, поршневої і штокової порожнин СМ; $F_{\text{П.ТР.Е}}$, $F_{\text{ТР.Е}}$, $F_{\text{П.ТР.П3}}$, $F_{\text{ТР.П3}}$, $F_{\text{П.ТР.СМ}}$, $F_{\text{ТР.СМ}}$, $F_{\text{ГДЕ}}$, $F_{\text{ГДП3}}$, $F_{\text{С.СМ}}$ – сили рідинного, напівсухого тертя золотників відповідно ЕГП, РЗ, штока СМ, гідродинамічні сили ЕГП і РЗ, приведена сила опору до штоку СМ.

Дослідження динаміки ГП РК почнемо з ЕГП, який першим сприймає управляючий вплив з боку СУЧОР, як внутрішній контур системи. Динамічні характеристики цього вузла впливають істотно на робочий процес ГП РК. Представляє теоретичний і практичний інтерес проходження гармонічного сигналу через розглянутий вузол. Для цього на вхід ЕГП подається сума ступінчастого сигналу зі значенням 10 В і синусоїдального сигналу з частотою $\omega = 6,283 \text{ с}^{-1}$ (1 Гц) і амплітудою 4 В за допомогою блоку  пакету VisSim. Осцилограми коливань вхідного сигналу і двох змінних (i , x_E) показані на рис. 2.

Якщо крива струму i практично синусоїдальна, то коливання переміщення золотника мають трикутний вигляд і не є моногармонічними як вхідний сигнал U_y . Це пояснюється нелінійностями ЕГП. Крім того стали коливання починаються не відразу (йде перехідний процес їх встановлення), а після включення моделі через одну секунду.

В цілому ЕГП вільно пропускає коливання з частотою 1 Гц, тобто не є фільтром цієї частоти.

При частоті $62,83 \text{ с}^{-1}$ (10 Гц) графіки перехідних процесів показані на рис. 3. Тут картина інша. При тій же амплітуді вхідного гармонічного сигналу амплітуди двох змінних істотно зменшилися у порівнянні з кривими рис. 2, особливо у кривій x_E (наприклад, у x_E в 9,45 рази, у струму електромагніту в 2,11 рази). Отже, амплітуди коливань істотно зменшилися і практично зупиняють проходження коливальної складової вхідного сигналу далі на гідромеханічну частину ГП РК. Таким чином, з ростом частоти вхідного сигналу ЕГП стає фільтром частот вище $f = 10 \text{ Гц}$.

На наступному етапі досліджень розглядається ММ вузла «ЕГП – золотник РЗ». Попередні дослідження динаміки показали, що стійкість і показники якості перехідних процесів цього вузла, як самостійного, можна забезпечити введенням в

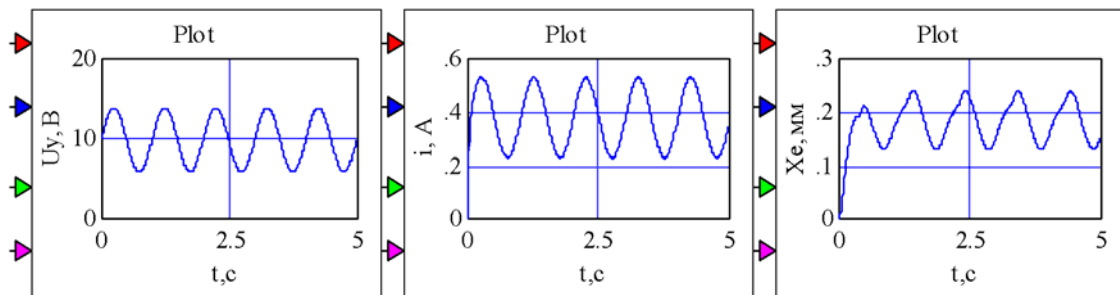


Рис. 2. Проходження гармонічної складової вхідного сигналу частотою $f = 1 \text{ Гц}$ через ЕГП

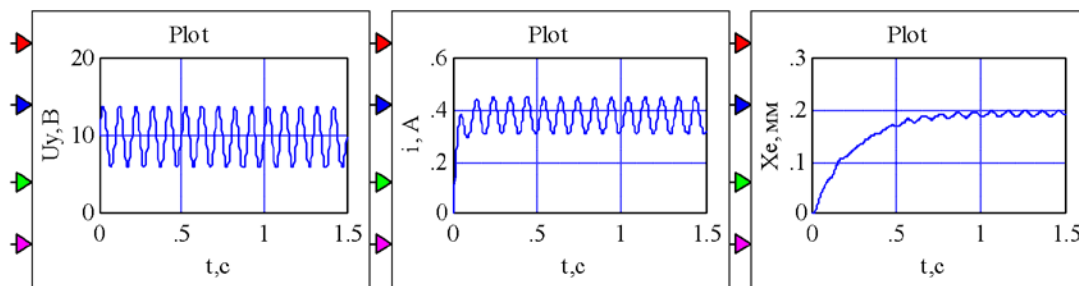


Рис. 3. Осцилограми процесів вузла ЕГП з гармонічною складовою вхідного сигналу частотою $\omega = 62,83 \text{ c}^{-1}$ ($f = 10 \text{ Гц}$)

пристрій управління жорсткого зворотного зв'язку по швидкості переміщення золотника РЗ і ПД-регулятора з диференціюючим ізодромним каналом.

На рис. 4 зображені ПД-регулятор за допомогою компунд блоку пакету VisSim і три канали настройки з прийнятими числовими значеннями.

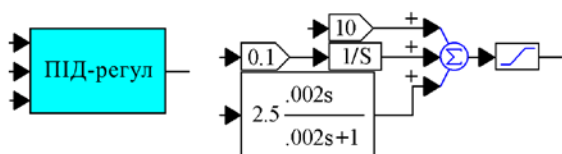


Рис. 4. Загальний вигляд ПД-регулятора, його канали з числовими даними

По рівним числовим даним чисельника і знаменника диференціюючого каналу ПД-регулятора можна визначити, що він ізодромний.

Схема введення ПД-регулятора і зворотного зв'язку по швидкості показана на рис. 5.

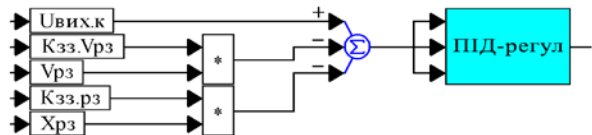


Рис. 5. Схема введення ПД-регулятора і зворотного зв'язку по швидкості

Тут $K_{зз.Vpз}$ – коефіцієнт зворотного зв'язку по швидкості золотника РЗ.

Динаміка вузла «ЕГП – золотник РЗ» досліджувалася при тестовому циклі, заданому виразом:

$$U_{вих.к}(t) = \begin{cases} 10 \text{ В} & \text{при } 0 \leq t \leq 1,5 \text{ с,} \\ 0 & \text{при } 1,5 \leq t \leq 2,8 \text{ с,} \\ -10 \text{ В} & \text{при } 2,8 \leq t \leq 4,5 \text{ с,} \\ 0 & \text{при } 4,5 \leq t \leq 5,5 \text{ с.} \end{cases} \quad (2)$$

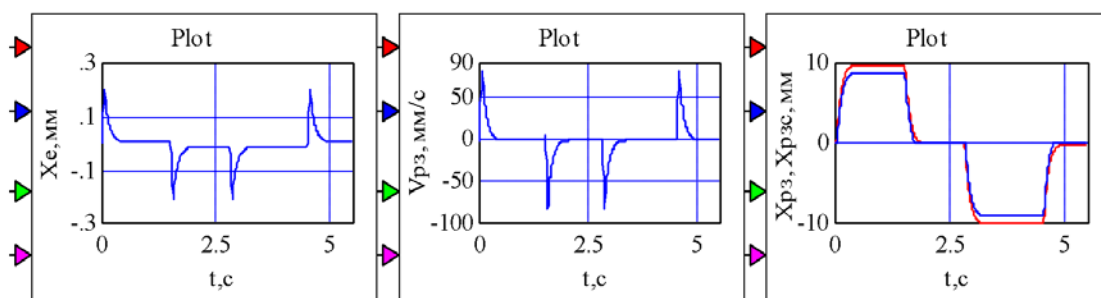


Рис. 6. Перехідні процеси вузла «ЕГП – золотник розподільника РЗ»

Згідно тесту (2), подаються команди на підймання і опускання золотника РЗ. Входом є напруга $U_{вих.к}$, виходом – переміщення $x_{pз}$ золотника РЗ. Розглянемо функціонування вузла при прийнятих вихідних даних. На рис. 6 показані осцилограми 3 змінних: переміщення золотника ЕГП, швидкості і переміщення (верхня крива абсолютного переміщення і нижня з урахуванням позитивного перекриття) золотника РЗ.

Криві рис. 6 показують функціонування досліджуваного вузла, починаючи з підймання золотника РЗ на 10 мм і знаходженні в цьому положенні протягом 1,5 с. Потім відбувається повернення у вихідне положення і перекриття дроселюючої щілини до 2,8 с з моменту включення. Далі відповідно до тесту (2) подається сигнал на опускання золотника на 10 мм. Через 4,5 с надходить сигнал на повернення золотника у вихідне положення. Таким чином, криві рис. 6 підтверджують ефективність введення в ланцюг управління ПД-регулятора зворотного зв'язку по швидкості РЗ, що не суперечить фізичній суті і підтверджує адекватність розробленої ММ вузла «ЕГП – золотник РЗ».

При дослідженні динаміки ГП РК в цілому ММ доповнюється рівняннями витрат і тисків двофазної РР у магістралях РЗ, у поршневій і штоковій порожнинах СМ, рівняннями руху з урахуванням сил тертя і навантаження (сили гідродинамічного опору потоку води до 7000 кН повороту лопатей РК). Крім того в ММ передбачено урахування стисливості РР в гідролінії «ЕГП – золотник РЗ».

З огляду на те, що на цьому етапі ГП РК в цілому є двоконтурною системою із зовнішнім і внутрішнім зворотними зв'язками, формування закону управління кожним контуром і попереднє дослідження динаміки викликало потребу введення двох ПД-регуляторів з диференціюючим ізодромним каналом (розрахункова і функціональна схеми також стають двоконтурними).

На основі моделі ГП РК побудована структурно-функціональна схема (діаграма обчислювальних блоків), що дозволяє досліджувати динаміку.

Зовнішній контур зі зворотним зв'язком по переміщенню штока СМ формує управління через верхній ПІД (рис. 9), його структура і значення показані на рис. 7.

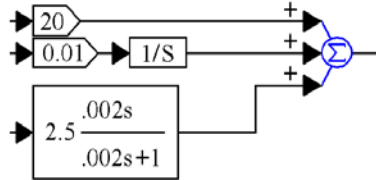


Рис. 7. Структура верхнього ПІД-регулятора і значення каналів його налаштування

Внутрішній контур зі зворотним зв'язком по переміщенню золотника РЗ формує управління через нижній ПІД (рис. 9), його структура і значення показані на рис. 8.

Згідно з рис. 7 і 8 диференціюючі канали ПІД представляють собою ізодромні ланки. Рис. 9 ілюструє діаграму обчислювальних блоків пристрою управління, що входить до складу ГП РК. Перейдемо до дослідження динаміки. На рис. 10 показані

осцилограми 6 змінних з 13 при відпрацюванні максимального задавального впливу, при якому шток СМ пройшов шлях 410 мм, а лопаті повернулись на кут 37°.

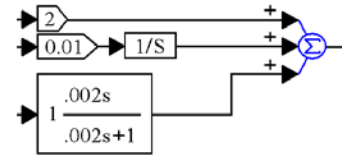


Рис. 8. Структура нижнього ПІД-регулятора і значення каналів його налаштування

Потім після закінчення 25 с, прийнятим нами тестом передбачено повернення у вихідне положення. Криві отримані при газовмістості $m_0 = 0,025$ в двофазній РР. Аналіз перехідних процесів (рис. 10) підтверджує нормальне функціонування гідроприводу при максимальному задавальному впливі ($X_{cm} = 410$ мм, електричний сигнал 10 В) і силі опору на штоку СМ (яка обумовлена гідродинамікою потоку води в РК), що дорівнює 7000 кН.

При $m_0 = 0,15$ (максимально допустимому значенні для подальшої експлуатації ГП), незмінних ММ і вихідних даних отримані аналогічні криві (рис. 11).

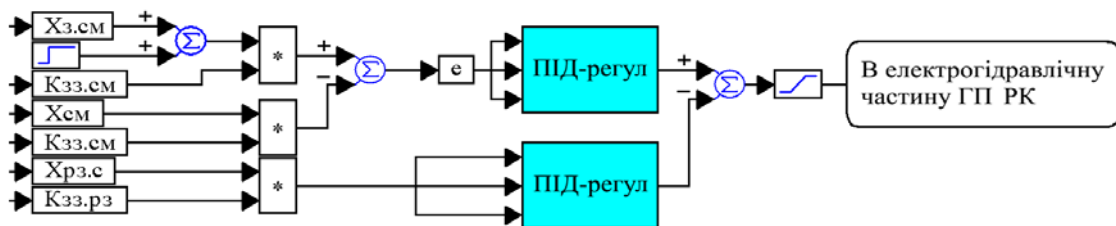


Рис. 9. Пристрій управління мехатронного ГП РК:

$X_{3,cm}$, X_{cm} – задане і фактичне переміщення штока СМ; $X_{p3,cm}$ – фактичне переміщення золотника РЗ; $K_{33,cm}$, $K_{33,pz}$ – коефіцієнти зворотних зв'язків відповідно по переміщенню штока СМ і переміщенню золотника РЗ

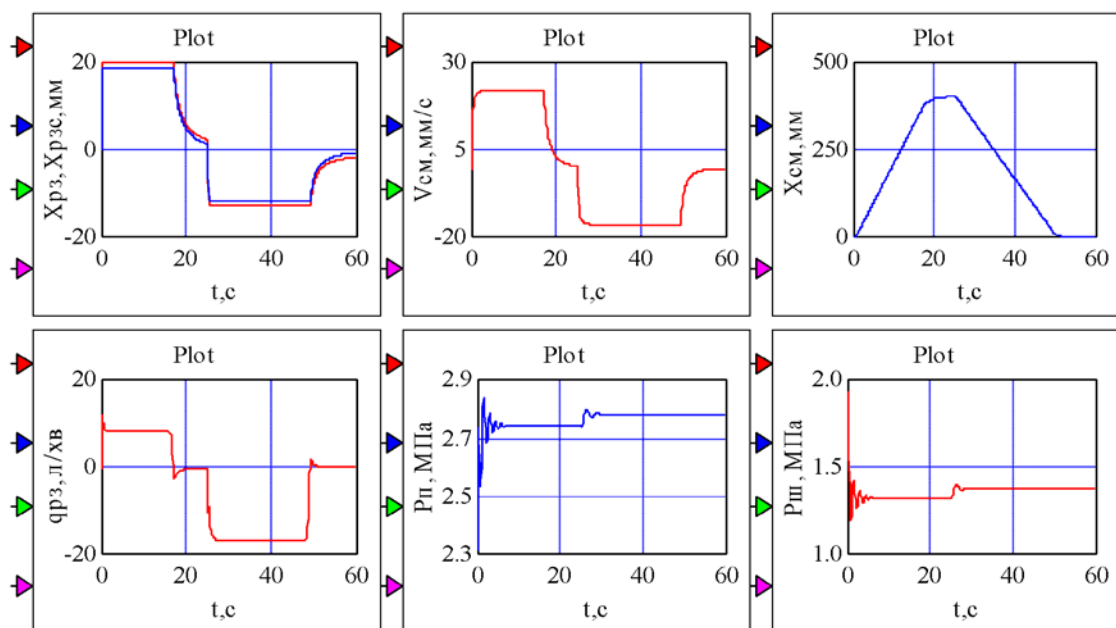


Рис. 10. Перехідні процеси 6 змінних гідроприводу робочого колеса при максимальному задавальному впливі і $m_0 = 0,025$

Порівняння відповідних кривих рис. 10 і 11 дозволяє оцінити вплив двофазності РР на динамічні характеристики при повному розвороті і згортанні лопатей. Якщо в кривих x_{p3} , v_{cm} , q_{p3} , $p_{п}$ і $p_{ш}$ візуально спостерігаються незначні відхилення на початкових ділянках і при перемиканнях в ГП, то криві переміщення x_{cm} рис. 10 і 11 практично ідентичні. Слід зазначити, що значення приведених модулів пружності двофазної РР $E_{cm,п}$ і $E_{cm,ш}$ з урахуванням деформації стінок корпусу СМ при розвороті лопатей і $m_0 = 0,025$ відповідно дорівнює 860 і 370 МПа, при розвороті лопатей і $m_0 = 0,15$ вони дорівнюють 238 і 70 МПа. Таким чином, зі збільшенням m_0 в 6 разів модулі $E_{cm,п}$ і $E_{cm,ш}$ зменшуються відповідно в 3,61 і 5,285 рази. Однак це не вплинуло на динаміку ГП. Незначні зміни тисків $p_{п}$, $p_{ш}$ при перехідних процесах, що видно з рис. 10 і 11, а отже, близькість їх похідних до нуля, зберігають значення стисливої складової витрат, незважаючи на зменшення модулів пружності.

Дуже важливою вимогою до ГП РК є забезпечення малих переміщень штока СМ (малих поворотів лопатей), при яких фактичні положення штока СМ від заданих значень не повинні перевищувати величину розузгодження $\Delta = \pm 0,75$ мм. У режимі малих переміщень ГП РК працює більшу частину часу. Якщо закон управління побудований з постійним коефіцієнтом підсилення величини розузгодження, то при завданнях переміщення штока СМ (повороту лопатей) 80 мм (19,5 % максимального) і менше, величина Δ істотно перевищує $\pm 0,75$ мм. Рішення цієї задачі можливе на основі синтезу коригувального пристрою (КП), що входить у мехатронний ГП РК, у такий спосіб. Для кожного заданого малого переміщення за допомогою всієї ММ вирішується оптимізаційна задача пошуку такого значення коефіцієнта підсилення величини розузгодження, при якому доставляється мінімум

такому критерію оптимізації:

$$\varepsilon_i = X_{3cmi} - X_{cmi} \rightarrow \min, \text{ при } i = 4,1; 8,2; 12,3; 16,4 \dots 80 \text{ мм.} \quad (3)$$

Отже, ε_i є модулем величини Δ . У загальному випадку цей критерій може бути узагальнений до виду:

$$\varepsilon_i = \left(|X_{3cmi} - X_{cmi}| \cdot 100 / X_{3cmi} \right), \% \rightarrow \min, \quad (4)$$

за допомогою якого при знаходженні оптимального рішення також визначається і значення критерію (3).

Оптимізація здійснювалася вручну методом проб і помилок і методом Polak Ribiere пакета VisSim.

На рис. 12 зображена отримана синтезована нелінійна залежність, як крива зміни коефіцієнта підсилення розузгодження e . По осі абсцис відкладені значення Δx_e необхідного положення штока СМ (кута повороту лопаті), як управляючі вхідні сигнали на ГП. На осі ординат показані значення коефіцієнтів підсилення K_p , що відповідають значенням Δx_e . Великим значенням коефіцієнта підсилення відповідають дуже малі задані значення переміщень (1–3 % від максимального 410 мм). Коефіцієнт підсилення різко зменшується при зростанні Δx_e і, починаючи з 19,5 % від максимального переміщення, практично залишається незмінним. Значення синтезованої кривої вводяться в програмне забезпечення комп'ютерної системи і в процесі роботи надходять в пропорційний канал ПІД, перетворюючи його в КП.

При дуже малих переміщеннях (1–3 % від максимального) коефіцієнт підсилення дорівнює 160, а зі зростанням переміщення зменшується і при 80 мм K_p буде дорівнювати 20, залишаючись незмінним до 410 мм.

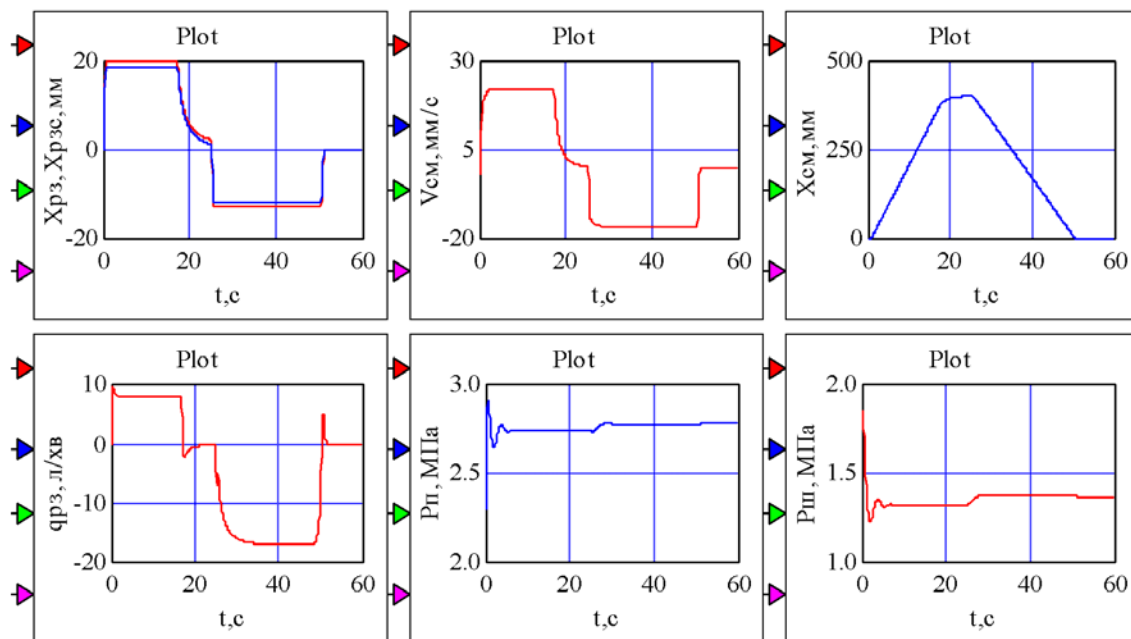
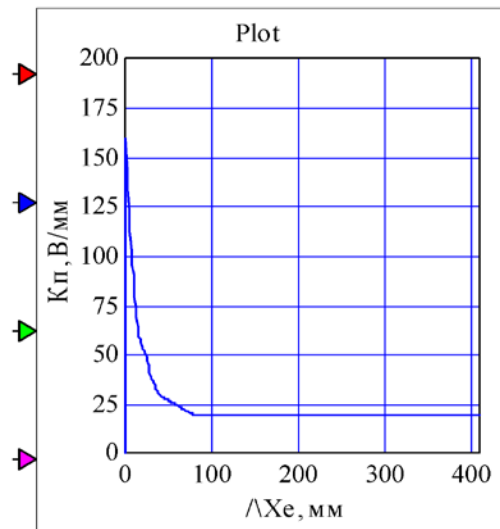


Рис. 11. Перехідні процеси 6 змінних гідроприводу робочого колеса при максимальному задавальному впливі і $m_0 = 0,15$

Рис. 12. Крива $K_{\Pi}(\Delta x_E)$, отримана в результаті синтезу

Включення КП в ланцюг управління здійснюється послідовно (рис. 13).

Розглянемо динамічні характеристики для трьох малих переміщень: 4,1 мм (1 % максимального переміщення x_{CM}), 8,2 мм (2 %) і 12,3 мм (3 %), які показані на рис. 14, а–в.

Для кожної кривої визначено значення критерію ε , яке істотно менше допустимого (значення критерію ε наведені в підписах до рис. 14, а–в).

На закінчення оцінимо вплив двофазної РР на робочий процес ГП РК в режимі малих переміщень на прикладі заданого переміщення $x_{3CM} = 12,3$ мм (3 %) (рис. 15).

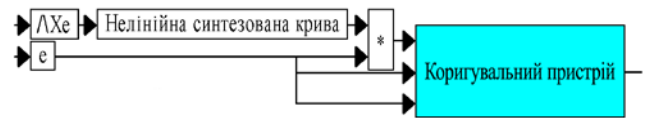
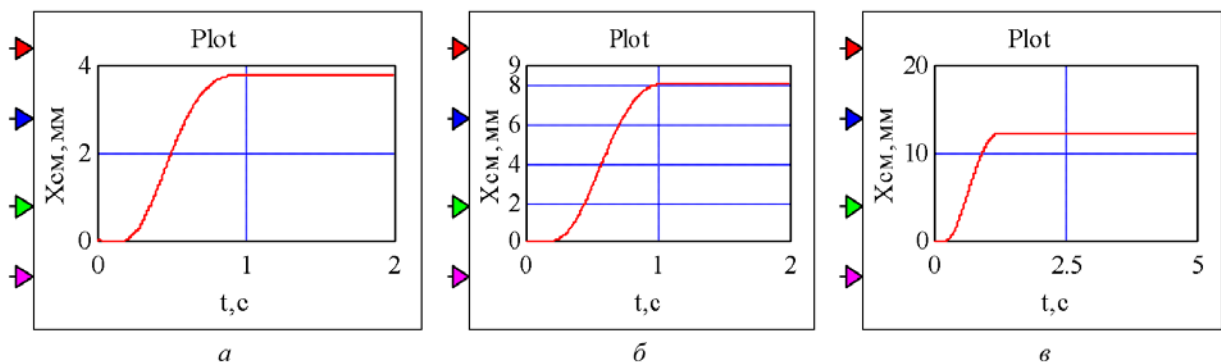
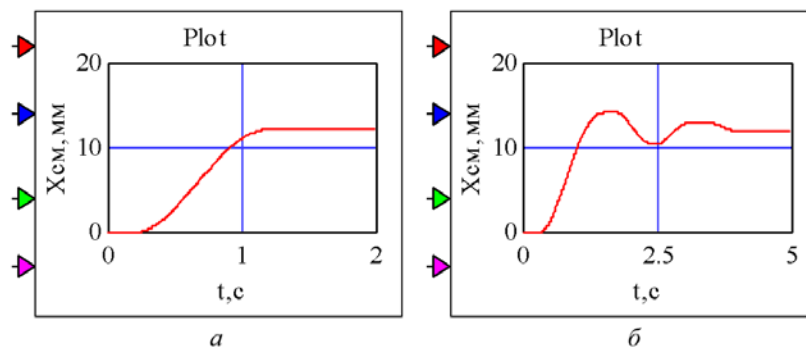


Рис. 13. Введення КП в ланцюг управління

Крива рис. 15, а отримана при газовмісті $m_0 = 0,025$, а крива рис. 15, б – при найбільшому $m_0 = 0,15$. Аналіз кривих показує, що при $m_0 = 0,025$ (рис. 15, а) вихід на сталий рух здійснюється без коливань за час 1,15 с; при $m_0 = 0,15$ (рис. 15, б) процес коливальний з перерегулюванням 16,7 %, час виходу на сталий рух становить 4 с. Причому амплітуда першого коливання дорівнює 14,35 мм, що більше сталого значення на 2,05 мм і майже в три рази більше допустимого Δ . Таким чином, з огляду на важливість малих переміщень ГП РК, слід в експлуатаційних умовах не допускати підвищеного газовмісту в РР вище $m_0 = 0,075$, при якому амплітуда (на рис. 15 крива x_{CM} при $m_0 = 0,075$ не показана) перевищує стале значення тільки на 0,7 мм.

Висновки. Поетапне дослідження динаміки ГП РК на основі розробленої нелінійної ММ і методика його виконання, починаючи з ЕГП, потім вузла «ЕГП – золотник РЗ» і гідроприводу в цілому, дозволяє перевірити: функціонування і частотні характеристики ЕГП, який є вхідним електрогідроприводом ГП РК; функціонування і динамічні характеристики вузла «ЕГП – золотник РЗ» з укрупненою і повною ММ; функціонування і визначення динамічних і статичних характеристик ГП в цілому.

Рис. 14. Криві малих переміщень ГП РК і значення критерію ε :
а – $\varepsilon = 0,27$ мм; б – $\varepsilon = 0$; в – $\varepsilon = 0,17$ ммРис. 15. Криві переміщення штока СМ при різному газовмісті m_0 :
а – при $m_0 = 0,025$; б – при $m_0 = 0,15$

Такий підхід відкриває можливість коригування ММ і підвищення її адекватності натурному об'єкту. Виконані дослідження динаміки ЕГП при гармонічному впливі показали, що ЕГП є фільтром частот вище 10 Гц. Отримані динамічні характеристики вузла «ЕГП – золотник РЗ» відповідають сучасним вимогам до показників якості перехідного процесу, що включає розворот лопатей РК, вихід на сталий рух і згортання лопатей.

Дослідження динаміки ГП РК в цілому, як двоконтурної системи, викликало необхідність введення в ланцюг управління двох ПД-регуляторів з ізодромним диференціюючим каналом для забезпечення необхідних динамічних характеристик розвороту і згортання лопатей на кут 37° . Дуже важливий режим малих переміщень штока СМ (повороту лопатей на малий кут), при якому гідротурбіна працює більшу частину часу, вперше вирішений на основі синтезу коригувального пристрою, що входить до складу мехатронного ГП РК.

Виконане в цілому дослідження динаміки ГП РК підтверджує, що запропонована ММ зі змінною структурою та алгоритм її введення в пакет VisSim відкриває можливість більш повно використовувати можливості комп'ютерної системи управління поворотно-лопатевої гідротурбіною, до складу якої входить розглянутий ГП РК.

Список літератури

- Сокол Є., Черкашенко М., Потетенко О., Дранковський В., Гасюк О., Гриб О. *Гідроенергетика. Том 2. Гідрравлічні машини*. Харків: НТУ «ХПІ», 2020. 534 с.
- Мигушенко Р. П., Черкашенко М. В., Потетенко О. В., Гасюк А. И., Дорошенко А. В., Черкашенко А. Системы управления гидротурбин. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv: NTU "KhPI". 2019. No. 1. P. 84–97.
- Лурье З. Я., Бездетко В. Н., Дмитерко В. Н., Жерняк А. И., Михно Н. И. Системы управления частотой вращения ротора гидротурбины, пути ее развития. *Проблемы машиностроения*. 2003. Т. 6, № 2. С. 26–36.
- Лурье З. Я., Дмитерко В. Н. Динамические характеристики узла «электрогидравлический преобразователь-золотник гидрораспределителя» системы регулирования гидротурбины. *Вестник НТУ «ХПИ»*. 2002. Т. 2, № 6. С. 82–87.
- Лурье З. Я., Булгаков В. А., Дмитерко В. Н. Динамика комплекса гидроустройств в составе системы автоматического управления и регулирования частотой вращения ротора гидротурбины. *Вестник НТУ «ХПИ»*. 2004. № 12. С. 13–22.
- Руководство по эксплуатации регулятора скорости ALSTOM радиально-осевой гидротурбины*. Гренобль: Гренобль, 2011. 206 с.
- Афанасьев А. М., Байков Г. М., Гавшин В. А. Система автоматического управления гидротурбин на программируемых контроллерах. *Научно-технические проблемы современного гидромашиностроения и методы их решения. Труды междунар. научно-технической конф. (5–7 июня 2001 г., Санкт-Петербург)*. Санкт-Петербург, 2001. С. 87–91.
- Балагуров Е. В., Башнин О. И., Гельфанд Г. П. Разработка и внедрение систем управления гидроагрегатами ГЭС. *Научно-технические проблемы современного гидромашиностроения и методы их решения. Труды междунар. научно-технической конф. (5–7 июня 2001 г., Санкт-Петербург)*. Санкт-Петербург, 2001. С. 91–95.
- Горбешко М. В., Шавлович З. А. Совершенствование объемного гидропривода механизма регулирования гидротурбин. *Конструкции и рабочий процесс гидротурбин. Труды СПбИМаш*. 1997. Вып. 6. С. 95–96.
- Умов В. А., Филатов И. Н. *Динамические характеристики гидравлических агрегатов*. Ленинград: ЛПИ, 1983. 72 с.
- Умов В. А., Филатов И. Н. *Определение параметров и динамических характеристик систем автоматического регулирования гидроагрегатов*. Санкт-Петербург: СПбГТУ, 1995. 84 с.
- Пивоваров В. А. *Проектирование и расчет систем регулирования гидротурбин*. Ленинград: Машиностроение, 1973. 288 с.
- Лычак В. С., Клявин Л. А. Современные системы автоматического управления и регулирования гидротурбин и насос-турбин. *Энергомашиностроение*. 1986. № 5. С. 23–26.
- Кривченко Г. И. Оптимизация систем автоматического регулирования гидроагрегатов. *Энергомашиностроение*. 1986. № 4. С. 7–10.
- Калашников А. А. *Динамика регулирования турбин*. Москва: Энергоатомиздат, 1999. 328 с.
- Попов Д. Н. *Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем*. Москва: Машиностроение, 1987. 464 с.
- Гамынин Н. С. *Гидравлический привод систем управления*. Москва: Машиностроение, 1972. 376 с.
- Булгаков В. А., Вахрушева О. С., Дяченко Е. А. Уравнение гидроагрегата как элемента системы автоматического регулирования с учетом универсальной характеристики гидротурбины. *Вісник Нац. техн. ун-та «ХПІ». Сер.: Енергетичні і теплотехнічні процеси і устаткування*. Харків: НТУ «ХПІ». 2014. № 13 (1056). С. 169–176.
- Марбух В. А. Новая модификация электрогидравлического регулятора гидротурбин ЭГР-2И-1. *Энергомашиностроение*. 1983. № 10. С. 4–7.
- Дорф Р., Бишоп Р. *Современные системы управления*. Москва: Лаборатория Базовых Знаний, 2002. 832 с.

References (transliterated)

- Sokol Ye., Cherkashenko M., Potetenko O., Drankovskyy V., Hasyuk O., Hryb O. *Hydroenergetyka. Tom 2. Hidravlichni mashyny* [Hydropower engineering. Volume 2. Hydraulic machines]. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2020. 534 p.
- Migushchenko R. P., Cherkashenko M. V., Potetenko O. V., Gasyuk A. I., Doroshenko A. V., Cherkashenko A. Sistemy upravleniya gidroturbin [Hydraulic turbine control systems]. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2019. no. 1, pp. 84–97.
- Lur'e Z. Ya., Bezdetko V. N., Dmiterko V. N., Zhernyak A. I., Mikhno N. I. Sistemy upravleniya chastotoy vrashcheniya rotora gidroturbiny, puti ee razvitiya [Control systems for rotation speed of a hydraulic turbine rotor, ways of its development]. *Problemy mashinostroeniya*. 2003, vol. 6, no. 2, pp. 26–36.
- Lur'e Z. Ya., Dmiterko V. N. Dinamicheskie kharakteristiki uzla «elektrogidravlicheskiy preobrazovatel'-zolotnik gidroraspredeletelya» sistemy regulirovaniya gidroturbiny [Dynamic characteristics of the unit "electro-hydraulic slide-valve of the hydraulic control valve" of the hydraulic turbine control system]. *Vestnik NTU "KhPI"* [Bulletin of the National Technical University "KhPI"]. 2002, vol. 2, no. 6, pp. 82–87.
- Lur'e Z. Ya., Bulgakov V. A., Dmiterko V. N. Dinamika kompleksa gidroustroystv v sostave sistemy avtomaticheskogo upravleniya i regulirovaniya chastotoy vrashcheniya rotora gidroturbiny [Dynamics of the complex of hydraulic devices as part of the automatic control system and regulation of the rotor speed of the hydraulic turbine]. *Vestnik NTU "KhPI"* [Bulletin of the National Technical University "KhPI"]. 2004, no. 12, pp. 13–22.
- Rukovodstvo po ekspluatatsii regulatora skorosti ALSTOM radial'no-osevoy gidroturbiny* [ALSTOM Speed Controller Operation Manual to the Francis Turbine]. Grenobl', Grenobl' Publ., 2011. 206 p.
- Afanasyev A. M., Baykov G. M., Gavshin V. A. Sistema avtomaticheskogo upravleniya gidroturbin na programmirovannykh kontrollerakh [Automatic control system of hydraulic turbines based on programmable controllers]. *Nauchno-tekhnicheskie problemy sovremennogo gidromashinostroeniya i metody ikh resheniya. Trudy mezhdunar. nauchno-tekhnicheskoy konf. (5–7 iyunya 2001 g., Sankt-Peterburg)* [Scientific and technical problems of modern hydraulic engineering and methods for their solution. Proc. of the Int. Sci. and Techn. conf. (5–7 June 2001, St. Petersburg)]. St. Petersburg, 2001, pp. 87–91.

8. Balagurov E. V., Bashnin O. I., Gel'fand G. P. Razrabotka i vnedrenie sistem upravleniya gidroagregatami GES [Development and implementation of control systems for hydroelectric units of hydroelectric power plants]. *Nauchno-tekhnicheskie problemy sovremennogo gidromashinostroeniya i metody ikh resheniya. Trudy mezhdunar. nauchno-tekhnicheskoy konf. (5–7 iyunya 2001 g., Sankt-Peterburg)* [Scientific and technical problems of modern hydraulic engineering and methods for their solution. Proc. of the Int. Sci. and Techn. conf. (5–7 June 2001, St. Petersburg)]. St. Petersburg, 2001, pp. 91–95.
9. Gorbeshko M. V., Shavlovich Z. A. Sovershenstvovanie ob"emnogo gidroprivoda mekhanizma regulirovaniya gidroturbin [Improvement of the volumetric hydraulic drive of the hydraulic turbine control mechanism]. *Konstruktsii i rabochiy protsess gidroturbin. Trudy SPbIMash.* 1997, issue 6, pp. 95–96.
10. Umov V. A., Filatov I. N. *Dinamicheskie kharakteristiki gidravlicheskikh agregatov* [Dynamic characteristics of hydraulic units]. Leningrad, LPI Publ., 1983. 72 p.
11. Umov V. A., Filatov I. N. *Opredelenie parametrov i dinamicheskikh kharakteristik sistem avtomaticheskogo regulirovaniya gidroagregatov* [Determination of parameters and dynamic characteristics of automatic control systems for hydraulic units]. St. Petersburg, SPbGTU Publ., 1995. 84 p.
12. Pivovarov V. A. *Proektirovanie i raschet sistem regulirovaniya gidroturbin* [Design and calculation of hydraulic turbine control systems]. Leningrad, Mashinostroenie Publ., 1973. 288 p.
13. Lychak V. S., Klyavin L. A. Sovremennye sistemy avtomaticheskogo upravleniya i regulirovaniya gidroturbin i nasos-turbin [Modern systems of automatic control and regulation of hydraulic turbines and pump-turbines]. *Energomashinostroenie.* 1986, no. 5, pp. 23–26.
14. Krivchenko G. I. Optimizatsiya sistem avtomaticheskogo regulirovaniya gidroagregatov [Optimization of automatic control systems for hydraulic units]. *Energomashinostroenie.* 1986, no. 4, pp. 7–10.
15. Kalashnikov A. A. *Dinamika regulirovaniya turbin* [Dynamics of turbine control]. Moscow, Energoatomizdat Publ., 1999. 328 p.
16. Popov D. N. *Dinamika i regulirovanie gidro- i pnevmosistem* [Dynamics and regulation of hydraulic and pneumatic systems]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1987. 464 p.
17. Gamynin N. S. *Gidravlicheskiy privod sistem upravleniya* [Hydraulic drive control systems]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1972. 376 p.
18. Bulgakov V. A., Vakhrusheva O. S., Dyachenko E. A. Uravnenie gidroagregata kak elementa sistemy avtomaticheskogo regulirovaniya s uchetom universal'noy kharakteristiki gidroturbiny [The equation of the hydraulic unit as an element of the automatic control system, taking into account the universal characteristics of the hydraulic turbine]. *Visnyk Nats. tekhn. un-ta "KhPI". Seriya: Energetychni i teplotekhnichni protsesy i ustatkuvannya* [Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Energy and heat engineering processes and equipment]. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2014, no. 13 (1056), pp. 169–176.
19. Marbukh V. A. Novaya modifikatsiya elektrogidravlicheskogo regulatora gidroturbin EGR-2I-1 [New modification of the electro-hydraulic regulator EGR-2I-1 of hydraulic turbines]. *Energomashinostroenie.* 1983, no. 10, pp. 4–7.
20. Dorf R., Bishop R. *Sovremennye sistemy upravleniya* [Modern Control Systems]. Moscow, Laboratoriya Bazovykh Znaniy Publ., 2002. 832 p.

Надійшло (received) 05.05.2021

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Гасюк Олександр Іванович (Гасюк Александр Иванович, Hasiuk Oleksandr) – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-6347-8501>; e-mail: galexfo@gmail.com

Цента Євген Миколайович (Цента Евгений Николаевич, Tsenta Yevhen) – кандидат технічних наук, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури», м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-2607-2294>; e-mail: tsenta.en@gmail.com

І. І. ТИНЬЯНОВА, К. С. РЕЗВА, В. Е. ДРАНКОВСЬКИЙ

ВИЗНАЧЕННЯ ГІДРОДИНАМІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ОБОРОТНИХ ГІДРОМАШИН НА ОСНОВІ МЕТОДІВ МАТЕМАТИЧНОГО МОДЕЛЮВАННЯ

Питання дослідження та модернізації проточних частин оборотних гідравлічних машин зараз дуже актуальні. При розробці проточних частин оборотних гідромашин широко використовуються математичні моделі опису робочого процесу, які ґрунтуються на різних ступенях його деталізації. В даній роботі розглядається опис робочого процесу на макро- та мікрорівнях, що дає можливість вирішувати комплекс задач в залежності від поставлених цілей. Одним із методів є метод з використанням безрозмірних усереднених параметрів. В роботі отримані рівняння моделі (макрорівень) робочого процесу, які можуть бути використані як для аналізу кінематичних і енергетичних характеристик оборотної гідромашини при фіксованій геометрії проточної частини, так і для чисельного моделювання впливу геометричних параметрів на ці характеристики. Стаття містить залежності витрати, ККД, потужності від геометричних і режимних параметрів, що дозволяють вже на початковій стадії проектування оцінити енергетичні якості оборотної гідромашини. Наведено формулу для визначення кута потоку за напрямним апаратом. Наведено розрахунки енергетичних характеристик для проточних частин оборотних гідромашин ОРО200, ОРО500. Побудовані поверхні гідравлічного ККД для ОРО200 і ОРО500, визначені теоретичні і енергетичні параметри. Для більш досконалого дослідження оборотної гідромашини було проведено чисельне дослідження на мікрорівні за допомогою програми CFD, що дозволило отримати розподіл тисків та швидкостей в проточній частині в турбінному режимі при оптимальних значеннях витрати та обертів. Розглядаються питання дослідження балансу енергії. Аналіз результатів досліджень показав, що гідравлічні втрати займають значну долю від загальних, тому в ході роботи були визначені гідравлічні втрати в елементах проточної частини насос-турбіни на основі методу усереднених безрозмірних параметрів та методу просторової течії. Порівняльний аналіз отриманих результатів за різними моделями з результатами фізичного експерименту показав задовільну збіжність, що свідчить про доцільність застосування обраних методів для дослідження оборотних гідромашин.

Ключові слова: оборотна гідромашина, енергетичні характеристики, кінематичні характеристики, втрати енергії, математична модель, режимні параметри, оптимальний режим.

И. И. ТИНЬЯНОВА, К. С. РЕЗВАЯ, В. Э. ДРАНКОВСКИЙ

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ОБРАТИМЫХ ГИДРОМАШИН НА ОСНОВЕ МЕТОДОВ МАТЕМАТИЧЕСКОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ

Вопросы исследования и модернизации проточных частей обратимых гидравлических машин сейчас очень актуальны. При разработке проточных частей обратимых гидромашин широко используются математические модели описания рабочего процесса, основанные на разных степенях детализации. В данной работе рассматривается описание рабочего процесса на макро- и микроуровне, что позволяет решать комплекс задач в зависимости от поставленных целей. Один из методов основан на применении безразмерных осредненных параметров. В работе получены уравнения рабочего процесса (макроуровень), которые могут быть использованы как для анализа кинематических и энергетических характеристик обратимой гидромашини при фиксированной геометрии проточной части, так и для численного моделирования влияния геометрических параметров на эти характеристики. Приведены расчеты энергетических характеристик для проточных частей обратимых гидромашин ОРО200, ОРО500. Были построены поверхности гидравлического КПД для ОРО200 и ОРО500, определены теоретические и энергетические параметры, построена прогнозная характеристика. Для более совершенного исследования обратимой гидромашини было проведено численное исследование на микроуровне с помощью CFD, что позволило получить распределение давлений и скоростей в проточной части в турбинном режиме при оптимальных значениях расхода и оборотов. Рассматриваются вопросы исследования баланса энергии. Анализ результатов исследований показал, что гидравлические потери занимают значительную долю от общих, поэтому в ходе работы были определены гидравлические потери в элементах проточной части насос-турбины на основе метода осредненных безразмерных параметров и метода пространственного течения. Сравнительный анализ полученных результатов с различными моделями результатов физического эксперимента показал удовлетворительную сходимость, что свидетельствует о целесообразности применения выбранных методов для исследования обратимых гидромашин.

Ключевые слова: обратимая гидромашина, энергетические характеристики, кинематические характеристики, потери энергии, математическая модель, режимные параметры, оптимальный режим.

I. TYNANOVA, K. REZVAYA, V. DRANKOVSKIY

DETERMINATION OF HYDRODYNAMIC CHARACTERISTICS OF REVERSIBLE HYDRAULIC MACHINES BASED ON MATHEMATICAL MODELING METHODS

The issues of research and modernization of water passages of reversible hydraulic machines are now very relevant. During development of the water passages of reversible hydraulic machines, mathematical models for describing the working process are widely used. These models are based on different degrees of detail. The description of the working process at the macro and micro levels are considered in this paper. It allows to solve a set of tasks depending on the purposes. One of the methods is based on the use of dimensionless averaged parameters. In this work, the equations of the working process (macro level) are obtained. Such equations can be used to analyze the kinematic and energy characteristics of a reversible hydraulic machine with a fixed geometry of the water passage, and for numerical modeling of the influence of geometric parameters on these characteristics. The article contains the dependences of flow rate, efficiency, power on the geometric and mode parameters, which allow to assess the energy quality of the reversible hydraulic machine even at the initial stage of design. The formula for determining the flow angle of the wicket gate is given. Calculations of energy characteristics for water passages of reversible hydraulic machines ORO200, ORO500 are given. Hydraulic efficiency surfaces for ORO200 and ORO500 are constructed, theoretical and power parameters are defined. For a better study of the reversible hydraulic machine, a numerical micro-level study was performed using the CFD program. This software product allowed to obtain the distribution of pressures and velocities in the water passage in the turbine operation mode at optimal values of flow rate and rotation speed. The issues of energy balance research are considered. The analysis of research results showed that hydraulic losses occupy a significant share of the total. So during research the hydraulic losses in the elements of the water passage of the pump-turbine were determined based on the method of averaged dimensionless parameters and the method of spatial flow

(numerical research method). Comparative analysis of the results obtained by different models with the results of the physical experiment showed satisfactory convergence, which indicates the appropriateness of using the selected methods for the study of reversible hydraulic machines.

Keywords: reversible hydraulic machine, energy characteristics, kinematic characteristics, energy losses, mathematical model, mode parameters, optimal mode.

Вступ. Відновлювана енергетика активно розвивається, очікується, що попит на ці послуги гідроенергетики буде тільки зростати. Розширення мережі ГАЕС в Україні, сприятиме виконанню вимог в частині контролю частоти і потужності для інтеграції вітчизняної енергосистеми в європейську мережу операторів систем передачі електроенергії (ENTSO-E). Завдяки потужностям ГАЕС будуть зменшуватися «провали» навантаження в нічні години, розвантажуватися АЕС і ТЕС; буде створюватися мобільний аварійний резерв генеруючої потужності, а також резерв регулювання для підключення генерації за «зеленим» тарифом [1–5].

З проведеного аналізу робіт з дослідження робочого процесу оборотних гідромашин випливає, що в даний час питання щодо створення проточних частин оборотних гідромашин є досить актуальне. Для ГАЕС визначальним при виборі параметрів є насосний режим, оскільки оборотна гідромашина повинна забезпечувати необхідний напір і необхідні характеристики кавітації в насосному режимі роботи за умови досягнення в турбінному режимі при розрахунковому напорі необхідної встановленої потужності з максимальним ККД. Різниця оптимального режиму з розрахунковим вимагає ретельного дослідження проточної частини оборотної гідромашини при турбінному режимі з метою обґрунтованого визначення розрахункової потужності, резервів підвищення гідравлічного ККД і зменшення інтенсивності гідродинамічної нестационарності.

Сучасний підхід до розробки проточної частини передбачає проведення великих чисельних досліджень, спрямованих на виявлення впливу геометричних і режимних параметрів на енергетичні показники [6–10]. Основою для проведення такого чисельного аналізу є математичні моделі робочого процесу. Поряд з розвитком методів моделювання робочого процесу, що використовують результати вирішення завдання тривимірного в'язкого потоку [11–21], знаходять широке застосування методи розрахунку енергетичних характеристик, що базуються на спрощених моделях течії.

Одною з математичних моделей, яка застосовується на початкових стадіях, є модель, заснована на безрозмірних усереднених параметрах – макрорівень [6–10]. У даній роботі розглядається метод, заснований на використанні безрозмірних усереднених параметрів для розрахункового дослідження характеристик оборотної гідромашини на напір 200 м та 500 м з отриманням параметрів просторового потоку в проточній частині – мікрорівень.

Основна частина. Наведемо основні рівняння математичної моделі робочого процесу, що використовуються в подальшому при розрахунку і аналізі енергетичних характеристик. Наведені параметри Q'_I , n'_I і гідравлічний ККД гідротурбіни η_{Γ}

виражаються в залежності від коефіцієнта теоретичного напору K_{HT} і коефіцієнта втрат k_h [6, 7]:

$$\eta_{\Gamma} = \frac{K_{HT}}{g} Q_I'^2 \quad (1)$$

$$Q_I' = \sqrt{\frac{g}{K_{HT} + k_h}} \quad (2)$$

$$N_I' = \gamma \frac{K_{HT}}{K_{HT} + k_h} \sqrt{\frac{g}{K_{HT} + k_h}} \quad (3)$$

В цих залежностях:

$$K_{HT} = \frac{g H_T D^4}{Q^2}, \quad k_h = \frac{g h_{\Gamma} D^4}{Q^2}, \quad (4)$$

де K_{HT} – коефіцієнт теоретичного напору; k_h – коефіцієнт втрат проточної частини; H_T – теоретичний напір; h_{Γ} – гідравлічні втрати в проточній частині; Q'_I – наведена витрата через гідромашину; N'_I – наведена потужність оборотної гідромашини.

Структура функціональних залежностей коефіцієнта теоретичного напору і коефіцієнта втрат від геометричних і режимних параметрів встановлюється за допомогою теорії розмірності і має вигляд [6]:

$$K_{HT} \left(K_Q, \frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}, L' \right) \text{ і } k_h \left(K_Q, \frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}, L' \right).$$

де $\frac{\bar{\Gamma}_{cn} D}{Q}$, $\frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}$ – кінематичні комплекси, що характеризують напрямок потоку перед і за напрямним апаратом;

$$K_Q = \frac{\omega D^3}{Q} = \frac{\pi}{30} \frac{n'_I}{Q_I} \text{ – узагальнений режимний}$$

параметр;

L' – символічні позначення набору безрозмірних геометричних параметрів проточної частини.

Для отримання розгорнутих залежностей K_{HT} і k_h використовується опис потоку за допомогою кінематичних комплексів $\bar{\Gamma}_i D / Q$ які узагальнено характеризують потік у безлопатевих ділянках проточної частини (перетинах перед і за напрямним апаратом, вхідна і вихідна кромки робочого колеса, а також вхідний перетин відсмоктуючої труби). Зауважимо, що комплекс $\bar{\Gamma}_{cn} D / Q$ не залежить від режиму роботи, комплекс $\bar{\Gamma}_0 D / Q$ залежить від відкриття напрямного апарату $\bar{\Gamma}_0 D / Q = f(a_0)$.

Для опису потоку в околиці вхідної і вихідної кромки робочого колеса вводяться кінематичні комплекси потоку у відносному русі $\frac{\bar{\Gamma}_{1W}D}{Q}$ і $\frac{\bar{\Gamma}_{2W}D}{Q}$.

Усереднена циркуляція потоку у відносному русі визначається формулами:

$$\frac{\bar{\Gamma}_{1W}D}{Q} = \frac{1}{Q} \int_Q 2\pi r_1 W_{1U} dQ, \quad (5)$$

$$\frac{\bar{\Gamma}_{21W}D}{Q} = \frac{1}{Q} \int_Q 2\pi r_2 W_{21U} dQ, \quad (6)$$

де $W_{1U} = C_{1U} - U$, $W_{2U} = C_{2U} - U$;

$W_{1,2U}$ і $C_{1,2U}$ – окружні складові швидкості в даній точці потоку відповідно у відносному і абсолютному рухах.

Кінематичні комплекси в абсолютному $\frac{\bar{\Gamma}_{1,2}D}{Q}$ і у відносному $\frac{\bar{\Gamma}_{w1,2}D}{Q}$ рухах в даному перетині пов'язані залежностями:

$$\frac{\bar{\Gamma}_{1,2}D}{Q} = \frac{\pi}{2} k_{r1,2}^2 K_Q - \frac{\bar{\Gamma}_{w1,2}D}{Q}, \quad (7)$$

$$k_{r1,2} = \sqrt{\int_Q \left(\frac{r_{1,2}}{R} \right)^2 dQ}. \quad (8)$$

Зв'язок комплексів $\frac{\bar{\Gamma}_1 D}{Q}$ і $\frac{\bar{\Gamma}_2 D}{Q}$ перед і за робочим колесом встановлюється за допомогою рівняння кінематичного зв'язку для просторової решітки:

$$\frac{\bar{\Gamma}_2 D}{Q} = k \frac{\bar{\Gamma}_1 D}{Q} - (1-k)\mu + (1-k)\frac{\pi}{2} \Lambda^2 K_Q, \quad (9)$$

де k – коефіцієнт прозорості решітки;

$\mu = \frac{\text{ctg}\beta_{02}}{S_2}$ – параметр, що характеризує напрямок потоку у відносному русі, при якому гідралічний момент на решітці дорівнює нулю;

$\Lambda = \frac{r_a}{R}$ – безрозмірний активний радіус решітки.

Величини кінематичних комплексів $\frac{\bar{\Gamma}_1 D}{Q}$ і $\frac{\bar{\Gamma}_2 D}{Q}$ практично не змінюються уздовж потоку в межах безлопатевих ділянок проточної частини. Відповідно до цього на ділянках проточної частини

між перетинами 0–0 і 1–1, 2–2 і 3–3 мають місце рівності [6, 7]:

$$\frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q} = \frac{\bar{\Gamma}_1 D}{Q} \text{ і } \frac{\bar{\Gamma}_2 D}{Q} = \frac{\bar{\Gamma}_3 D}{Q}. \quad (10)$$

Усереднені кути абсолютного і відносного потоку в даному перетині пов'язані з кінематичними комплексами:

$$\frac{\Gamma_{1,2} D}{Q} = \frac{\text{ctg}\alpha_{1,2}}{S_{1,2}}, \quad \frac{\Gamma_{1,2 w} D}{Q} = \frac{\text{ctg}\beta_{1,2}}{S_{1,2}}, \quad (11)$$

де $S_{1,2}$ – параметри, що характеризують висоту проточної частини в околиці вхідної і вихідної кромки;

$\alpha_{1,2}$ – усереднені кути потоку в абсолютному русі відповідно на вході і виході з решітки;

$\beta_{1,2}$ – усереднені кути потоку відповідно на вході і виході з робочого колеса у відносному русі.

Кути потоку в абсолютному і відносному русі знаходяться з формул (5, 6, 7):

$$\text{ctg}\tilde{\alpha}_2 = k \frac{S_2 \text{ctg}\tilde{\alpha}_1}{S_1} - (1-k)S_2\mu + (1-k)\frac{\pi}{2} S_2 \Lambda^2 K_Q, \quad (12)$$

$$\begin{aligned} \text{ctg}\tilde{\beta}_2 = & k \frac{S_2 \text{ctg}\tilde{\beta}_1}{S_1} - (1-k)S_2\mu + \\ & + (1-k)\frac{\pi}{2} S_2 \left[\Lambda^2 - \frac{\left(\frac{r_{2r}}{R} \right)^2 - \left(\frac{r_{1r}}{R} \right)^2}{1-k} \right] K_Q. \end{aligned} \quad (13)$$

Коефіцієнт теоретичного напору K_{HT} і k_h коефіцієнт втрат виражається в залежності від кінематичних параметрів:

$$K_{HT} = \frac{(1-k)}{2\pi} \left(\frac{\bar{\Gamma}_1 D}{Q} + \mu - \frac{\pi}{2} \Lambda^2 \frac{\omega D^3}{Q_\kappa} \right) \frac{\omega D^3}{Q_\kappa}; \quad (14)$$

$$\begin{aligned} k_h = & k_m + a \left(\frac{\bar{\Gamma}_{cn} D}{Q} - \frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q} \right)^2 + \\ & + b \left(\frac{\pi}{2} K_{r1} K_Q - \mu_m - \frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q} \right)^2 + c \left(\frac{\pi}{2} \Lambda^2 K_Q - \mu \right)^2, \end{aligned} \quad (15)$$

де k_m – мінімальне значення коефіцієнта втрат в проточній частині;

$\mu_m = \frac{\text{ctg}\tilde{\beta}_{0y}}{S_1}$ – кінематичний комплекс, при якому коефіцієнт втрат у робочому комплексі приймає мінімальне значення.

Параметри a , b і c в (15) не залежать від режиму роботи і визначаються за допомогою досвідчених даних, наближено можна вважати [6–9]:

$$a = \frac{k_{HA}}{2\pi^2 k_{r1HA}^2}; b = \frac{k_1}{2\pi^2 k_{r1}^2}; c = \frac{k_2}{2\pi^2 k_{r2}^2},$$

$$\text{де } k_{r1HA} = \frac{1}{Q} \int \left(\frac{r_{1HA}}{R_{HA}} \right)^2 dQ; k_{r1,2} = \frac{1}{Q} \int \left(\frac{r_{1,2}}{R} \right)^2 dQ.$$

Спрощена модель втрат (15) описує поведінку коефіцієнта втрат проточної частини в діапазоні режимних параметрів, що охоплює область максимального гідравлічного ККД. У зазначеному діапазоні можна припускати незалежність параметрів a , b і c , що враховують втрати в робочих органах, від режимних параметрів.

Використовуючи (14), за допомогою (1) і (3), знаходимо формули гідравлічного ККД і гідравлічної потужності в залежності від наведених параметрів n'_I і Q'_I :

$$\eta_{\Gamma} = \frac{(1-k) \left(\frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q} + \mu - \frac{\pi^2 \Lambda^2 n'_I}{60 Q'_I} \right)}{60g} Q_I^{2'}. \quad (16)$$

$$N'_{\Gamma} = \frac{\rho(1-k)}{60} \left(\frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q} + \mu - \frac{\pi^2 \Lambda^2 n'_I}{60 Q'_I} \right) n'_I Q_I^{2'}. \quad (17)$$

Підставляючи в (2) розгорнуті вирази K_{HT} і k_h відповідно до (14) і (15), наведемо рівняння, що зв'язує кінематичний комплекс $\frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}$ з наведеними величинами n'_I і Q'_I :

$$A \cdot Q_I^{2'} + B \cdot n'_I \cdot Q'_I + C \cdot n_I^{2'} + D = 0. \quad (18)$$

де

$$\begin{aligned} A &= k_m + a \left(\frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q} \right)^2 - 2a \frac{\bar{\Gamma}_{cn} D}{Q} - \pi b k_{r1} \mu_m + \\ &\quad + b \mu_m^2 + 2b \mu_m \frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q} + b + c + \mu^2; \\ B &= \frac{\bar{\Gamma}_0 D}{60 Q} - \frac{\Lambda^2}{120} + \frac{\mu}{60} - \frac{\pi^2 b k_{r1} \bar{\Gamma}_0 D}{30 Q} - \frac{\pi^2 c \Lambda^2 \mu}{30}; \\ C &\equiv \left(\frac{\pi^4 b k_{r1}^2}{4 \cdot 30^2} + \frac{\pi^2 c \Lambda^2 \mu}{4 \cdot 30^2} \right) g; \\ D &= -g. \end{aligned}$$

Залежності (16), (17) і (18) є основою для розрахунку і аналізу енергетичних характеристик оборотної гідромашини.

При фіксованих значеннях наведених параметрів n'_I і Q'_I параметр $\bar{\Gamma}_0 D / Q$, що характеризує відкриття напрямного апарату, знаходиться з рівняння,

одержуваного з (18):

$$F_2 \left(\frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q} \right)^2 + F_2 \left(\frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q} \right) + F_0 = 0. \quad (19)$$

де

$$\begin{aligned} F_0(n, Q) &= Q^2 k_m - 2Q^2 a \left(\frac{\bar{\Gamma}_{cn} D}{Q} \right) - Q^2 \pi b k_{r1} \mu_m + \\ &\quad + Q^2 b \mu_m^2 + Q^2 b + Q^2 c + Q^2 \mu - \\ &\quad - \frac{1}{120} n Q \Lambda^2 + \frac{1}{60} n Q \mu - \frac{1}{30} n Q \pi^2 c \Lambda^2 \mu + \\ &\quad + \frac{1}{3600} g n^2 \pi^4 b k_{r1}^2 + \frac{1}{3600} g n^2 \pi^4 \Lambda^4 c - g; \\ F_1(n, Q) &= 2Q^2 b \mu_m + \frac{1}{60} n Q + \frac{1}{30} n Q \pi^2 b k_{r1}; \end{aligned}$$

$$F_2(n, Q) = Q^2 a.$$

З (19) витікає вираз для визначення усередненого кута потоку за напрямним апаратом:

$$\frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q} = \frac{-F_1 \pm \sqrt{F_1^2 - 4F_0 F_2}}{2F_2}. \quad (20)$$

Підстановка $\frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}$ в (16) і (17) дає відповідно величини η_{Γ} і N'_{Γ} для заданих значень n'_I і Q'_I .

Вважаючи в (18) $\frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q} = \text{const} (a_0 = \text{const})$, знаходимо рівняння лінії рівного відкриття $a_0 = \text{const}$ в поле універсальної характеристики $n'_I - Q'_I$. Для знаходження витрати при фіксованих значеннях $\frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}$ і n'_I перетворимо (18) до вигляду:

$$A_1 Q_I^{2'} + B_1 Q'_I + C_1 = 0,$$

$$\text{де } B_1 = B n'_I, C_1 = C n_I^{2'} + D = 0.$$

Вирішуючи квадратне рівняння, щодо Q'_I знаходимо формулу витрати через оборотну гідромашину:

$$Q_I = \frac{-B_1 \pm \sqrt{B_1^2 - 4A_1 C_1}}{2A_1}. \quad (21)$$

Розрахунок енергетичних характеристик проводиться в діапазоні зміни режимних параметрів n'_I і Q'_I , що охоплюють область оптимального режиму. Для визначення розрахункового діапазону параметрів $n'_I - Q'_I$ слід спочатку визначити параметри оптимально режиму n'_I і Q'_I [7]. Інтервали зміни призначаються в

залежності від знайдених параметрів оптимального режиму $n'_{\text{опт}}$ і $Q'_{\text{опт}}$ (наприклад: $0,8 \leq \frac{Q'_I}{Q'_{\text{опт}}} \leq 1,2$ і

$$0,8 \leq \frac{n'_I}{n'_{\text{опт}}} \leq 1,2).$$

Наведені рівняння математичної моделі робочого процесу (макрорівень) можуть бути використані як для аналізу кінематичних і енергетичних характеристик гідротурбіни при фіксованій геометрії проточної частини, так і для чисельного моделювання впливу геометричних параметрів на ці характеристики.

Формули (17) і (21) дозволяють проаналізувати вплив на величину витрат, потужності і ККД змін при внесенні до геометрії проточної частини. Формула (21) виражає залежність витрати від геометричних параметрів проточної частини в явному вигляді, що суттєво розширює діапазон дослідження по виявленню впливу геометричних параметрів на характеристики оборотної гідромашини.

За допомогою співвідношень, наведених вище, виконані розрахунки енергетичних характеристик оборотних гідромашин ОРО200, ОРО500 (базовий та модифікований варіанти проточних частин). Отримані дані дозволяють судити і про кінематичні параметри, і про енергобалансові характеристики оборотної гідромашини в турбінному режимі роботи. Результати розрахунків зведені в табл. 1 [16, 18–19].

Таблиця 1 – Параметри оптимального режиму

Тип проточної частини	ОРО200	ОРО500 базовий варіант	ОРО500 модифікований варіант
n'_I	91,8	79	78
Q'_I	0,313	0,151	0,150
η	94,1	88,3	90,3
$\text{ctg}\beta_1$	3,7	2,1	2,4
$\text{ctg}\beta_2$	2,9	2,5	2,4
$\text{ctg}\alpha_1$	3,1	3,5	3,3
$\text{ctg}\alpha_2$	0,7	0,23	0,3

В результаті проведення розрахунків параметрів оптимального режиму стає можливим побудувати поверхню ККД для поточної частини оборотних гідромашин ОРО200, ОРО500 (рис. 1).

На рис. 2 наведені розрахункові енергетичні характеристики ОРО200, ОРО500 $\eta = f(Q'_I, n'_I)$, $\alpha_0 = f(Q'_I, n'_I)$ та лінія максимальної потужності $N_{\text{max}} = f(Q'_I, n'_I)$.

Для більш досконалого дослідження оборотної гідромашини було проведене чисельне дослідження на мікрорівні за допомогою програми CFD, що дозволило отримати розподіл тисків та швидкостей в проточній частині в турбінному режимі при оптимальних значеннях витрати та обертів. Одним із етапів чисельного дослідження просторового потоку в

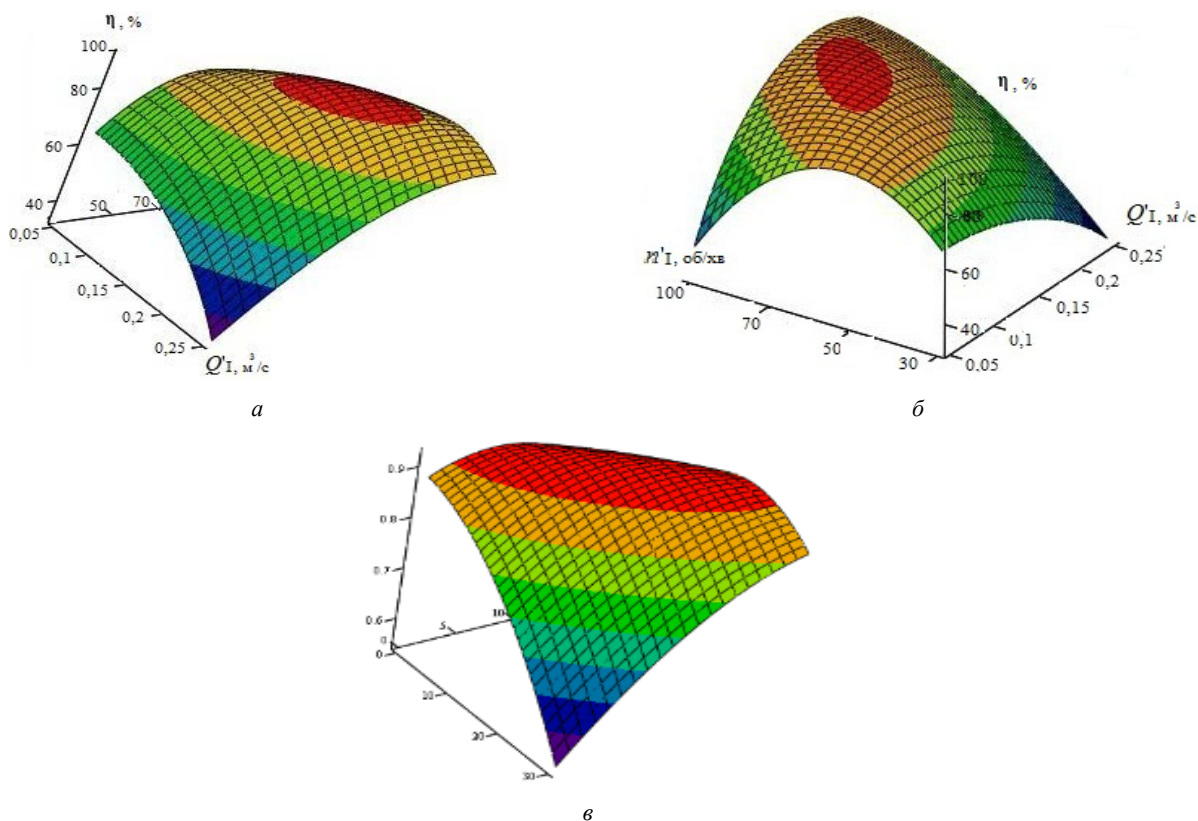
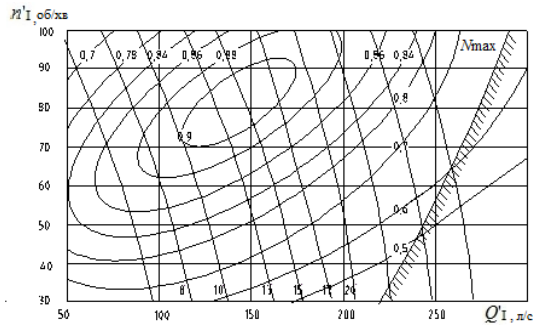
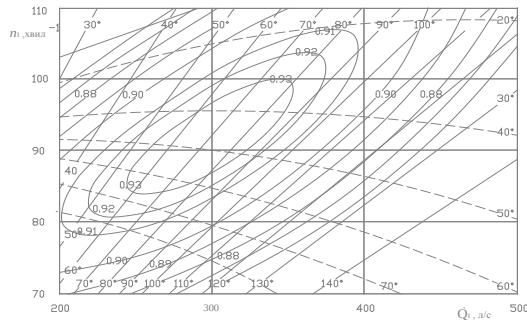


Рис. 1. Поверхня ККД оборотної гідромашини: а – базовий варіант ОРО500–В–100; б – модифікований варіант ОРО500–В–100; в – ОРО200



а



б

Рис. 2. Розрахункові характеристики:
а – енергетичні OPO500; б – енергетичні та кінематичні характеристики OPO200

проточній частині є створення просторової моделі в програмі CAD (рис. 3).

Розрахункова сітка створена для кожного елемента проточної частини. Для статора, направляющего аппарата і робочого колеса був застосований секторний підхід, що дозволило скоротити час проведення розрахунків (рис. 4). Загальна кількість комірок розрахункової сітки становить 8,5 млн (підвід – 6 млн, робоче колесо – 1 млн, відсмоктуюча труба – 1,5 млн). В областях кромки проведено згущення сітки. В якості моделі турбулентності обрана стандартна $k-\varepsilon$ модель, середнє значення $y^+ = 35$ (що допустимо для обраної моделі турбулентності) [11–20].



Рис. 3. Просторова модель OPO500-B-100

В якості граничних умов були прийняті режимні параметри (n'_l , Q'_l) з універсальної характеристики.

Обрано три режими роботи на оптимальному відкритті лопаток направляющего аппарата (рис. 5).

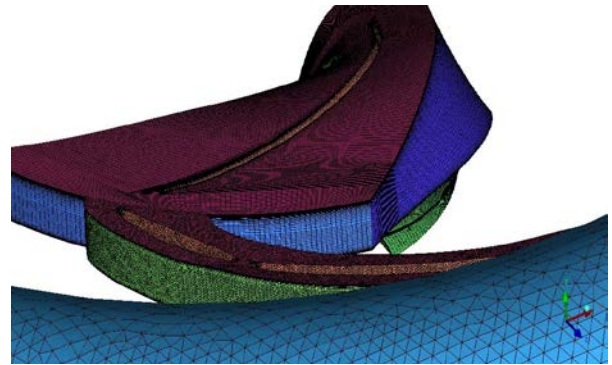


Рис. 4. Розрахункова сітка OPO500-B-100

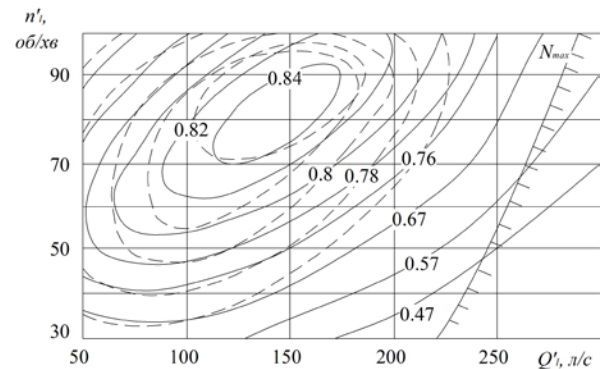


Рис. 5. Універсальна характеристика OPO500-B-100: суцільна лінія – розрахункові дані; пунктирна лінія – експериментальні дані

Чисельне дослідження OPO500-B-100 в турбінному режимі роботи були проведені в програмному комплексі CFD. Результати дослідження зведені в табл. 2.

Таблиця 2 – Результати розрахунків енергетичних показників OPO500-B-100

n'_l , хв ⁻¹	Q'_l , м³/с	N, кВт	M, Н·м	k_Q^*	η, % (3D)	η, % (експеримент)	η, % (розрахунок)
85	0,140	11,05	201,1	0,016	82,1	82,5	84,3
78	0,145	11,38	210,2	0,018	78,5	81,0	84,4
92	0,133	10,04	170,8	0,014	81,6	80,5	82,5

Для візуалізації течії рідини в елементах проточної частини (в оптимальному режимі роботи) були отримані поля розподілу швидкостей в підводі, робочому колесі і відсмоктуючій трубі (рис. 6–8).

Аналіз результатів, отриманих при проведенні чисельних розрахунків просторової течії в'язкої рідини в робочих колесах оборотної гідромашини в програмному комплексі CFD, наочно показує особливості течії і дозволяє визначити характер розподілу швидкості, тиску, кутів потоку, що створюють лопатеві системи, забезпечуючи їх обґрунтоване проектування.

Проектування високонапірних оборотних гідромашин з високими енергетичними показниками базується на дослідженні балансу енергії. Загальний

ККД гідромашини складається з гідравлічного, дискового та об'ємного.

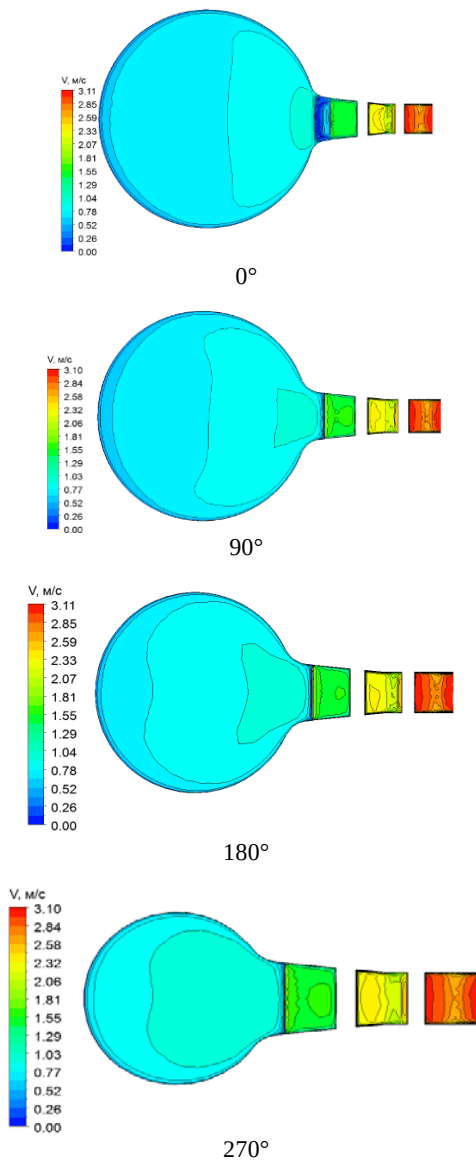


Рис. 6. Розподіл абсолютної швидкості у підводі в меридіональних перетинах СК

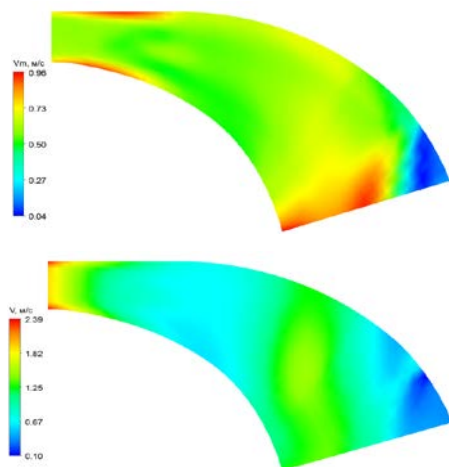


Рис. 7. Розподіл компонентів швидкості в меридіональному перетині лопаті робочого колеса (меридіональна і відносна)

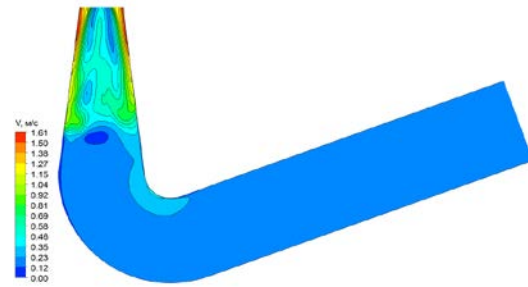


Рис. 8. Поля абсолютної швидкості у відсмоктуючій трубі

Аналіз існуючих результатів досліджень показав, що гідравлічні втрати займають значну долю від загальних, тому в ході роботи були визначені гідравлічні втрати в елементах проточної частини насос-турбіни ОРО500–В–100 на основі методу осереднених безрозмірних параметрів та методу просторової течії (рис. 9).

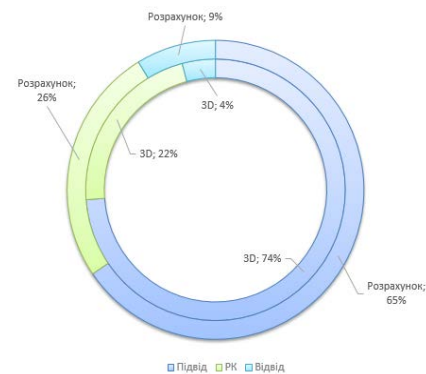


Рис. 9. Значення гідравлічних втрат в елементах проточної частини

В ході аналізу втрат в елементах проточної частини високонапірної оборотної гідромашини було визначено, що в елементах підводу (спіральній камері, статорі та направляючому апараті) значення втрат найбільші.

Порівняльний аналіз отриманих результатів за різними моделями з результатами фізичного експерименту показав задовільну збіжність, що свідчить про доцільність застосування обраних методів для дослідження оборотних гідромашин.

Висновки. Застосування методів математичного моделювання для визначення гідродинамічних характеристик оборотної гідромашини з використанням безрозмірних параметрів дозволяє повніше розкрити закономірності робочого процесу гідромашини та оцінити вплив геометрії робочих органів на енергетичні характеристики.

Наведені залежності витрати, ККД, потужності від геометричних і режимних параметрів дозволяють вже на початковій стадії проектування оцінити енергетичні якості оборотної гідромашини. Наведено формулу для визначення кута потоку за напрямним апаратом. Уточнювати проведені розрахунки можливо завдяки програмам для чисельного дослідження просторової течії. Вибір найбільш ефективного методу залежить від стадії проектування проточної частини та від поставленої задачі.

Список літератури

1. Рябенко О. А., Ключа О. О., Тимошук В. С. Роль ГАЕС в роботі енергосистем. *Вимірювальна та обчислювальна техніка в технологічних процесах*. Київ. 2014. № 2. С. 167–170.
2. Ландау Ю. А. Основные тенденции развития гидроэнергетики Украины. *Научные работы*. Харьков. 2014. Т. 53, вып. 40. С. 82–86.
3. Кучерява І. М., Сорокіна Н. Л. Шляхи регулювання графіків навантаження та управління споживанням електричної енергії. *Гідроенергетика України*. 2007. № 4. С. 36–44.
4. Sokol Ye., Cherkashenko M., Drankovskiy V. Control and energy models of reversible hydraulic machines. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv: NTU "KhPI". 2019. No. 2. P. 4–11. doi: 10.20998/2411-3441.2019.2.01
5. Суходоля О. М., Сидоренко А. А., Бегун С. В., Білуха А. А. *Сучасний стан, проблеми та перспективи розвитку гідроенергетики України*. Київ: НІСД, 2014. 112 с.
6. Колычев В. А., Дранковский В. Э., Мараховский М. Б. *Расчет гидродинамических характеристик направляющих аппаратов гидротурбины*. Харьков: НТУ «ХПИ», 2002. 216 с.
7. Колычев В. А., Миронов К. А., Тыньянова И. И. Расчет и анализ баланса потерь энергии в высоконапорной радиально-осевой гидравлической турбине. *Східно-Європейський журнал передових технологій*. 2005. № 1/2 (13). С. 95–106.
8. Колычев В. А., Миронов К. А., Тыньянова И. И. Общие закономерности рабочего процесса и их применение для расчета и анализа энергетических характеристик гидротурбин. *Східно-Європейський журнал передових технологій*. Харків. 2006. № 4/3 (22). С. 54–64.
9. Колычев В. А., Дранковский В. Э., Миронов К. А., Тыньянова И. И. Моделирование кинематических характеристик потока в радиально-осевой гидротурбине при проектировании ее проточной части. *Вісник Сумського державного університету: Сер.: Технічні науки*. Суми: СумДУ. 2003. № 13 (59). С. 124–131.
10. Мараховский М. Б., Гасюк А. И. Математическая модель гидродинамических характеристик элементов проточной части радиально-осевой гидротурбины. Часть 2. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv: NTU "KhPI". 2018. No. 46 (1322). P. 49–53.
11. Rusanov A., Rusanov R., Lampart P., Designing and updating the flow part of axial and radial-axial turbines through mathematical modeling. *Open Engineering*. 2015. Vol. 5. P. 399–410.
12. Starodubtsev Y. V., Gogolev I. G., Solodov V. G. Numerical 3D model of viscous turbulent flow in one stage gas turbine and its experimental validation. *Journal of Thermal Science*. 2005. Vol. 14. P. 136–141.
13. Yang Wei, Xiao Ruofu. Multiobjective Optimization Design of a Pump–Turbine Impeller Based on an Inverse Design Using a Combination Optimization Strategy. *Journal of Fluids Engineering*. 2014. Vol. 136. P. 014501-1–014501-9.
14. Сухоребрий П. Н., Коваль С. А., Неня В. Г., Кочевский А. Н. Определение структуры потока в спиральной камере радиально-осевой обратимой гидромашинны на основе численного моделирования течения жидкости. *Проблемы машиностроения*. 2010. Т. 13, № 1. С. 31–41.
15. Pilev I., Rigin V., Sonin V., Semenova A., Skorospelov V., Chirkov D., Astrakova A. Experience in optimization design of turbine water passages shapes. *Proc. of Hydro 2014 (13–15 October 2014, Cernobbio)*. Cernobbio, 2014. 8 p.
16. Rezvaya K., Cherkashenko M., Drankovskiy V., Tynyanova I., Makarov V. Using mathematical modeling for determination the optimal geometric parameters of a pump-turbine water passage. *2020 IEEE 4th International Conference on Intelligent Energy and Power Systems (IEPS). (2020, Istanbul)*. Istanbul, 2020. P. 212–216. doi: 10.1109/IEPS51250.2020.9263139
17. Khorev O. Numerical study of fluid flow in a spiral chamber of aradial-axial hydraulic machine. *East European Journal of Advanced Technology*. 2013. No. 1/8. P. 41–45.
18. Rezvaya K., Krupa E., Drankovskiy V., Potetenko O., Tynyanova I. The numerical reseach of the flow in the inlet of the high-head hydraulic turbine. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: New solution in modern technologies*. Kharkiv: NTU "KhPI". 2017. No. 7 (1229). P. 97–102. doi: 10.20998/2413-4295.2017.07.13
19. Rezvaya K., Krupa E., Drankovskiy V., Makarov V. Optimization of the water passage of a pump-turbine based on a numerical study of its hydrodynamic characteristics. *2019 IEEE 2nd Ukraine Conference on Electrical and Computer Engineering (UKRCON)*. Lviv, 2019. P. 460–463.
20. Bychkov I. M. Verification of the OpenFOAM application package on aerodynamic profile flow problems. *XIX school-seminar "Aerodynamics of Aircraft"*. 2008.
21. Stefan D., Rudolf P. Proper Orthogonal Decomposition of Pressure Fields in a Draft Tube Cone of the Francis (Tokke) Turbine Model. *Journal of Physics: Conference Series*. 2015. Vol. 579.

References (transliterated)

1. Ryabenko O. A., Klyukha O. O., Tymoshchuk V. S. Rol' HAES v roboti enerhosystem [The role of PSP in the operation of power systems]. *Vymiryval'na ta obchyslyval'na tekhnika v tekhnolohichnykh protsesakh*. Kyiv. 2014, no. 2, pp. 167–170.
2. Landau Yu. A. Osnovnye tendentsii razvitiya gidroenergetiki Ukrainy [The main trends in the development of hydropower in Ukraine]. *Nauchnye raboty*. Kharkov. 2014, vol. 53, issue 40, pp. 82–86.
3. Kucheryava I. M., Sorokina N. L. Shlyakhy rehulyuvannya hrafikiv navantazhennya ta upravlinnya spozhyvanniam elektrychnoyi enerhiyi [Ways of adjusting load schedules and controlling the consumption of electric energy]. *Hidroenerhetyka Ukrayiny*. 2007, no. 4, pp. 36–44.
4. Sokol Ye., Cherkashenko M., Drankovskiy V. Control and energy models of reversible hydraulic machines. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2019, no. 2, pp. 4–11. doi: 10.20998/2411-3441.2019.2.01
5. Sukhodolya O. M., Sydorenko A. A., Byehun S. V., Bilukha A. A. *Suchasnyy stan, problemy ta perspektivy rozvytku hidroenerhetyky Ukrainy* [Current state, problems and prospects of hydropower development of Ukraine]. Kyiv, NISD, 2014. 112 p.
6. Kolychev V. A., Drankovskiy V. E., Marakhovskiy M. B. *Raschet gidrodinamicheskikh kharakteristik napravlyayushchikh apparatov gidroturbiny* [Calculation of the hydrodynamic characteristics of the wicket gate of the hydraulic turbine]. Kharkov, NTU "KhPI" Publ., 2002. 216 p.
7. Kolychev V. A., Mironov K. A., Tyn'yanova I. I. Raschet i analiz balansa poter' energii v vysokonapornoy radial'no-osevoy gidravlicheskoj turbine [Calculation and analysis of the energy loss balance in a high-head Francis hydroturbine.]. *Skhidno-Yevropeys'kyy zhurnal peredovykh tekhnolohiy*. 2005, no. 1/2 (13), pp. 95–106.
8. Kolychev V. A., Mironov K. A., Tyn'yanova I. I. Obshchie zakonomernosti rabocheho protsessa i ikh primenenie dlya rascheta i analiza energeticheskikh kharakteristik gidroturbin [General regularities of the working process and their application for the calculation and analysis of the energy characteristics of hydroturbines]. *Skhidno-Yevropeys'kyy zhurnal peredovykh tekhnolohiy*. 2006, no. 4/3 (22), pp. 54–64.
9. Kolychev V. A., Drankovskiy V. E., Mironov K. A., Tyn'yanova I. I. Modelirovanie kinematcheskikh kharakteristik potoka v radial'no-osevoy gidroturbine pri proektirovanii ee protochnoy chasti [Modeling of the kinematic characteristics of the flow in a Francis hydraulic turbine during designing its water passage]. *Visnyk Sums'koho derzhavnoho universytetu. Seriya: Tekhnichni nauky* [Sumy State University Bulletin: Technical Sciences Series]. Sumy, SumDU Publ., 2003, no. 13 (59), pp. 124–131.
10. Marakhovskiy M. B., Gasyuk A. I. Matematicheskaya model' gidrodinamicheskikh kharakteristik elementov protochnoy chasti radial'no-osevoy gidroturbiny. Chast' 2 [Mathematical model of hydrodynamic characteristics of the elements of the flow part of the radial-axial hydraulic turbine. Part 2]. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and*

- hydraulic units. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2018, no. 46 (1322), pp. 49–53.
11. Rusanov A., Rusanov R., Lampart P., Designing and updating the flow part of axial and radial-axial turbines through mathematical modeling. *Open Engineering*. 2015, vol. 5, pp. 399–410.
 12. Starodubtsev Y. V., Gogolev I. G., Solodov V. G. Numerical 3D model of viscous turbulent flow in one stage gas turbine and its experimental validation. *Journal of Thermal Science*. 2005, vol. 14, pp. 136–141.
 13. Yang Wei, Xiao Ruofu. Multiobjective Optimization Design of a Pump–Turbine Impeller Based on an Inverse Design Using a Combination Optimization Strategy. *Journal of Fluids Engineering*. 2014, vol. 136, pp. 014501-1–014501-9.
 14. Sukhorebryy P. N., Koval' S. A., Neny V. G., Kochevskiy A. N. Opredelenie struktury potoka v spiral'noy kamere radial'no-osevoy obratimoy gidromashiny na osnove chislennogo modelirovaniya techeniya zhidkosti [Determination of the flow structure in a spiral chamber of a radially axial reversible hydraulic machine based on numerical simulation of fluid flow]. *Problemy mashinostroeniya*. 2010, vol. 13, no. 1, pp. 31–41.
 15. Pilev I., Rigin V., Sonin V., Semenova A., Skorospelov V., Chirkov D., Astrakova A. Experience in optimization design of turbine water passages shapes. *Proc. of Hydro 2014 (13–15 October 2014, Cernobbio)*. Cernobbio, 2014. 8 p.
 16. Rezvaya K., Cherkashenko M., Drankovskiy V., Tynyanova I., Makarov V. Using mathematical modeling for determination the optimal geometric parameters of a pump-turbine water passage. *2020 IEEE 4th International Conference on Intelligent Energy and Power Systems (IEPS)*. (2020, Istanbul). Istanbul, 2020, pp. 212–216. doi: 10.1109/IEPS51250.2020.9263139
 17. Khorev O. Numerical study of fluid flow in a spiral chamber of aradial-axial hydraulic machine. *East European Journal of Advanced Technology*. 2013, no. 1/8, pp. 41–45.
 18. Rezvaya K., Krupa E., Drankovskiy V., Potetenko O., Tynyanova I. The numerical reseach of the flow in the inlet of the high-head hydraulic turbine. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: New solution in modern technologies*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2017, no. 7 (1229), pp. 97–102. doi: 10.20998/2413-4295.2017.07.13
 19. Rezvaya K., Krupa E., Drankovskiy V., Makarov V. Optimization of the water passage of a pump-turbine based on a numerical study of its hydrodynamic characteristics. *2019 IEEE 2nd Ukraine Conference on Electrical and Computer Engineering (UKRCON)*. Lviv, 2019, pp. 460–463.
 20. Bychkov I. M. Verification of the OpenFOAM application package on aerodynamic profile flow problems. *XIX school-seminar "Aerodynamics of Aircraft"*. 2008.
 21. Stefan D., Rudolf P. Proper Orthogonal Decomposition of Pressure Fields in a Draft Tube Cone of the Francis (Tokke) Turbine Model. *Journal of Physics: Conference Series*. 2015, vol. 579.

Надійшла (received) 24.05.2021

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Тиньянова Ірина Іванівна (Тынянова Ирина Ивановна, Tynyanova Irina) – кандидат технічних наук, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-1185-3458>; e-mail: t.irina@ukr.net

Резва Ксенія Сергіївна (Резвая Ксения Сергеевна, Rezvaya Kseniya) – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-2457-0097>; e-mail: rezvayaks@gmail.com

Дранковський Віктор Едуардович (Дранковский Виктор Эдуардович, Drankovskiy Viktor) – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», професор кафедри «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-9011-2094>; e-mail: drankovskiy50@ukr.net

*Є. С. КРУПА***ЧИСЕЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ЕНЕРГЕТИЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ГОРИЗОНТАЛЬНОЇ КАПСУЛЬНОЇ ГІДРОТУРБИНИ**

Проведення чисельного експерименту дозволяє зменшити фінансові витрати на проведення лабораторних випробувань модельної гідротурбіни на гідродинамічних стендах, а також дозволяє у більш швидкі строки спроектувати високоефективну гідротурбіну, яка відповідає всім вимогам замовника. В останні роки був досягнутий істотний прогрес у створенні засобів моделювання та розрахунку течій рідини, що дозволяють виконувати розрахунок з настільки високою вірогідністю одержуваних результатів, що необхідний обсяг експерименту в багатьох випадках зводиться до мінімуму. Було проведено чисельне моделювання просторового потоку в горизонтальній капсульній гідротурбіні ПЛ-15ГК-100 з використанням двох сучасних програмних комплексів – комерційного FlowVision та OpenFOAM, який випущено під ліцензією GNU GPL (ліцензія вільно поширюваного програмного забезпечення з відкритим кодом). Процес вирішення поставлених гідродинамічних задач за допомогою програмних комплексів CFD (Computational Fluid Dynamics) включає в себе наступні етапи: створення тривимірної моделі об'єкта за допомогою системи автоматичного проектування; побудова розрахункової сітки з необхідними параметрами; вибір математичної моделі; вибір відповідної моделі турбулентності; задання граничних умов. Приведено візуалізацію результатів чисельного дослідження просторового потоку по двом програмним комплексам та виконано порівняння результатів розрахунку з даними модельних випробувань. Здійснено розрахунок гідравлічних втрат в проточній частині горизонтальної гідротурбіни. Виконано аналіз результатів чисельного моделювання. Даний аналіз дозволив зробити висновок про подібність результатів розрахунку тривимірного потоку в проточній частині гідротурбіни в програмних комплексах FlowVision та OpenFoam. Отримані в результаті чисельного експерименту значення гідравлічного ККД гідротурбіни для обох програмних комплексів адекватно співпадають з аналогічними значеннями експериментальних досліджень, розбіжність складає близько 0,5 %.

Ключові слова: гідравлічні машини, робоче колесо, гідродинамічний розрахунок, коефіцієнт корисної дії, математична модель, просторова течія.

*Е. С. КРУПА***ЧИСЛЕННОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ГОРИЗОНТАЛЬНОЙ КАПСУЛЬНОЙ ГИДРОТУРБИНЫ**

Проведение численного эксперимента позволяет уменьшить финансовые затраты на проведение лабораторных испытаний модельной гидротурбины на гидродинамических стендах, а также позволяет в более быстрые сроки спроектировать высокоэффективную гидротурбину, которая отвечает всем требованиям заказчика. В последние годы был достигнут существенный прогресс в создании средств моделирования и расчета течений жидкости, позволяющих выполнять расчет со столь высокой вероятностью получаемых результатов, что необходимый объем эксперимента во многих случаях сводится к минимуму. Было проведено численное моделирование пространственного потока в горизонтальной капсульной гидротурбине ПЛ-15ГК-100 с использованием двух современных программных комплексов – коммерческого FlowVision и OpenFOAM, который выпущен под лицензией GNU GPL (лицензия свободно распространяемого программного обеспечения с открытым кодом). Процесс решения поставленных гидродинамических задач с помощью программных комплексов CFD (Computational Fluid Dynamics) включает в себя следующие этапы: создание трехмерной модели объекта с помощью системы автоматизированного проектирования; построение расчетной сетки с необходимыми параметрами; выбор математической модели; выбор подходящей модели турбулентности; задания граничных условий. Представлена визуализация результатов численного исследования пространственного потока по двум программным комплексам и выполнено сравнение результатов расчета с данными модельных испытаний. Осуществлен расчет гидравлических потерь в проточной части горизонтальной гидротурбины. Выполнен анализ результатов численного моделирования. Данный анализ позволил сделать вывод о сходстве результатов расчета трехмерного потока в проточной части гидротурбины в программных комплексах FlowVision и OpenFoam. Полученные в результате численного эксперимента значение гидравлического КПД гидротурбины для обоих программных комплексов адекватно совпадают с аналогичными значениями экспериментальных исследований, расхождение составляет около 0,5 %.

Ключевые слова: гидравлические машины, рабочее колесо, гидродинамический расчет, коэффициент полезного действия, математическая модель, пространственное течение.

*E. KRUPA***NUMERICAL STUDY OF THE ENERGY CHARACTERISTICS OF A HORIZONTAL CAPSULE HYDRAULIC TURBINE**

Carrying out a numerical experiment allows you to reduce the financial costs for laboratory tests of a model hydraulic turbine on hydrodynamic stands, and also allows you to design a highly efficient hydraulic turbine that meets all customer requirements in a faster time frame. In recent years, significant progress has been achieved in the creation of tools for modeling and calculating fluid flows, which make it possible to perform calculations with such a high probability of the results obtained that the required amount of experiment is in many cases reduced to a minimum. A numerical simulation of the spatial flow in a horizontal capsule hydraulic turbine PL-15GK-100 was carried out using two modern software systems – commercial FlowVision and OpenFOAM, which is released under the GNU GPL license (free open source software license). The process of solving the set hydrodynamic problems using CFD (Computational Fluid Dynamics) software systems includes the following stages: creating a three-dimensional model of an object using a computer-aided design system; construction of a computational grid with the required parameters; selection of a mathematical model; selection of a suitable turbulence model; setting boundary conditions. A visualization of the results of a numerical study of the spatial flow using two software packages is presented and a comparison of the calculation results with the data of model tests is performed. The calculation of hydraulic losses in the flow path of a horizontal hydraulic turbine is carried out. The analysis of the results of numerical modeling is carried out. This analysis made it possible to draw a conclusion about the similarity of the results of calculating the three-dimensional flow in the flow path of the hydraulic turbine in the software packages FlowVision and OpenFoam. The value of the hydraulic efficiency of the hydraulic turbine obtained as a result of the numerical experiment for both software systems adequately coincides with the analogous values of experimental studies, the discrepancy is about 0,5 %.

Keywords: hydraulic machines, runner, hydrodynamic calculation, efficiency, mathematical model, spatial flow.

© Е. С. Крупа, 2021

Вступ. Основна задача гідромеханічного розрахунку гідротурбіни в тому, щоб правильно і раціонально спроектувати її проточну частину (ПЧ), яка, в першу чергу, повинна забезпечити отримання необхідної потужності при найменших габаритах і високих енергетичних і кавітаційних показниках турбіни. Рішення даної задачі пов'язане із забезпеченням мінімальних втрат в елементах проточної частини для заданих приведених параметрів оптимального режиму, тобто значень приведених обертів і приведеної витрати. В даний час максимальне значення ККД гідротурбін досягає 92,5–95 % за даними модельних випробувань, в залежності від коефіцієнта швидкохідності.

Крім енергетичних характеристик, необхідно, щоб турбіна мала хороші кавітаційні показники, при яких буде відсутня розвинена кавітація на всіх робочих режимах гідротурбіни. В даний час цей аспект жорстко регламентується тендерною документацією і відстежується в ході досліджень на моделі турбіни. В процесі проектування гідротурбіни доводиться враховувати різні, часто суперечливі вимоги до геометрії проточної частини. Наприклад, оптимальна з точки зору енергетичних показників геометрія робочого колеса (РК) може виявитися неприйнятною з точки зору її кавітаційних якостей.

Для вирішення всіх перерахованих питань необхідне моделювання робочого процесу гідротурбіни. З цієї причини розвиток розрахункових методів дослідження робочого процесу і прогнозування енергетичних характеристик є однією з основних задач теорії гідротурбін.

Задачі, пов'язані з розрахунком обтікання заданих елементів проточної частини гідротурбіни і визначенням їх гідравлічних показників на різних режимах, в теорії гідротурбін називають прямими задачами. Задачі, пов'язані з проектуванням елементів проточної частини гідротурбіни на заданому розрахунковому режимі (зокрема, з визначенням геометрії лопатевих систем), в теорії гідротурбін прийнято називати зворотними задачами.

Починаючи з 90-х років минулого століття, активно почали розвиватися і використовуватися чисельні методи рішення спочатку на основі рівнянь Ейлера, а потім і усереднених рівнянь Нав'є-Стокса. Однією з переваг чисельного моделювання є можливість дослідження властивостей об'єкта в великому діапазоні змінюваних параметрів і при різному їх поєднанні.

В останні роки був досягнутий істотний прогрес у створенні засобів комп'ютерного моделювання та розрахунку течій рідини, що дозволяють виконувати розрахунок з настільки високою вірогідністю одержуваних результатів, що необхідний обсяг експерименту в багатьох випадках зводиться до мінімуму [1–20].

Мета та задачі дослідження. Метою роботи є дослідження енергетичних характеристик горизонтальної капсульної гідротурбіни ПЛ-15ГК з використанням двох сучасних програмних комплексів – комерційного FlowVision та OpenFOAM,

який випущено під ліцензією GNU GPL (ліцензія вільно поширюваного програмного забезпечення з відкритим кодом) та порівняння результатів розрахунку з даними модельних випробувань.

Для досягнення мети були поставлені такі задачі:

- визначити раціональні параметри розрахункової моделі: тип і розмір сітки, модель турбулентності, граничні умови та інші;
- виконати розрахунок просторової течії в гідротурбіні ПЛ-15ГК-100 від входу в підвідну камеру до виходу з відсмоктуючої труби;
- провести розрахунок гідравлічних втрат в елементах проточної частини.

Розрахунок просторового потоку в програмі FlowVision. Сучасний комерційний програмний комплекс FlowVision в даний час широко використовується для вирішення прикладних завдань гідрогазодинаміки.

Програмний комплекс FlowVision призначений для моделювання тривимірних течій рідини і газу в технічних і природних об'єктах, а також візуалізації цих течій методами комп'ютерної графіки [1–4].

Моделювані течії включають в себе стаціонарні та нестаціонарні, стискувані, слабостискувані і нестискувані потоки рідини і газу. Використання різних моделей турбулентності і адаптивної розрахункової сітки дозволяє моделювати складні рухи рідини, вмикаючи течію з сильною закруткою, горінням, течією з вільною поверхнею.

FlowVision, оснований на кінцево-об'ємному методі рішення рівнянь гідродинаміки, і використовує прямокутну адаптивну сітку з локальним подібненням. Для апроксимації криволінійної геометрії з підвищеною точністю FlowVision використовує технологію підсіточного розширення геометрії. Ця технологія дозволяє імпортувати геометрію з систем САПР і обмінюватися інформацією з системами кінцево-елементного аналізу. Використання цієї технології дозволило вирішити проблему автоматичної генерації сітки – щоб згенерувати сітку, досить задати лише кілька параметрів, після чого сітка автоматично генерується для розрахункової області, що має геометрію будь-якого ступеня складності.

Створення геометричної моделі в САПР та імпортування її в FlowVision. FlowVision не має власного геометричного процесора, тому геометрія гідроагрегату повинна імпортуватися з САД-системи.

В даний час існує цілий ряд програмних продуктів, які дозволяють ефективно виконати це завдання: SolidWorks, T-Flex, Unigraphics, Autocad Mechanical Desktop, ProEngineer, Catia та ін. [3, 4].

Геометрія капсульного гідроагрегату, виконаного в САД-системі представлена на рис. 1.

Розрахунок течії води в гідроагрегаті є завданням внутрішньої течії, тому в FlowVision достатньо імпортувати геометрію проточної частини. При цьому внутрішній об'єм гідроагрегату повинен бути представлений як твердотільна модель.

Наступний етап підготовки геометрії полягає в поділі розрахункових областей підвода, обертового

робочого колеса і відводу. Для цього необхідно розсікти геометрію двома площинами перед і за РК. В результаті ми отримали твердотільну модель ПЧ гідроагрегату, яку далі можна імпортувати в FlowVision (рис. 2).

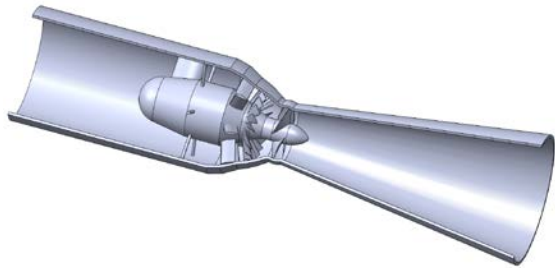


Рис. 1. Геометрія гідротурбіни ПЛ 15-ГК

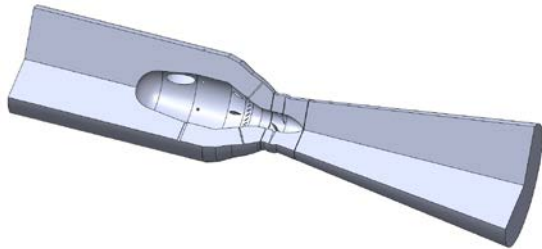


Рис. 2. Твердотільна модель проточної частини з розділеними розрахунковими областями

Завдання моделі турбулентності. Для поставленої задачі розрахунку капсульної гідротурбіни ПЛ15-ГК для всіх трьох розрахункових областей була використана стандартна $k-\epsilon$ модель турбулентності. Дана модель, а також її модифікації широко використовується в сучасних програмних продуктах [2, 5, 15]. При використанні цієї моделі система рівнянь руху рідини доповнюється двома диференціальними рівняннями, що описують перенос відповідно кінетичної енергії турбулентності k і швидкості дисипації ϵ [8, 16].

Завдання граничних умов. У FlowVision процес завдання граничних умов розбитий на два етапи [1, 2]:

- створення та редагування всіх необхідних граничних умов;
- розстановка граничних умов на геометричних групах.

Чисельні дослідження виконано для моделі з діаметром РК $D_1 = 1$ м при напорі $H = 1$ м для оптимального режиму роботи гідротурбіни (згідно універсальної характеристики ПЛ 15/984-ГК-46).

На межах розрахункових областей задавалися наступні параметри:

- на вході – масова режимна витрата;
- на стінці – умова прилипання (швидкість дорівнює нулю);
- на виході – статичний тиск $P = 101325$ Па.

Завдання вихідної розрахункової сітки. Одним з найважливіших етапів створення розрахункової моделі є побудова розрахункової сітки.

Побудова розрахункової сітки – це процес розбиття розрахункової області на безліч окремих осередків. Осередки сітки являють собою

багатогранники, зазвичай тетраедри, гексаedr, призми або піраміди. Кромки цих осередків утворюють лінії розрахункової сітки, а точки, розташовані на крайках або в центрі осередків – вузли розрахункової сітки. В результаті чисельного рішення рівнянь математичної моделі саме у вузлах розрахункової сітки і визначаються шукані параметри течії.

FlowVision використовує локально адаптивну розрахункову сітку. Спочатку будується початкова сітка (рівномірна або нерівномірна), потім задаються критерії адаптації [1, 2].

Першим етапом створення розрахункової сітки є побудова початкової сітки (рис. 3).

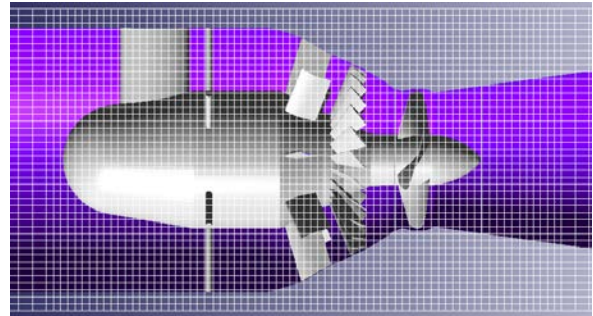


Рис. 3. Розрахункова сітка початкового рівня

Другий етап – уточнення розрахункової сітки, пов'язаний з адаптацією початкових розрахункових осередків.

У FlowVision використовується прямокутна адаптивна локально подрібнена сітка (АЛПС).

Сутність технології АЛПС полягає в наступному. У всій розрахунковій області вводиться прямокутна сітка. Виділяються підобласті з особливостями геометрії або течії, в яких необхідно провести розрахунок на більш дрібній, ніж вихідна, сітці. При цьому розрахунковий осередок, в який потрапила виділена особливість, ділиться на 8 рівних осередків (в тривимірному випадку, в двовимірному – на 4). Далі, якщо необхідно, осередки діляться ще раз і так до досягнення необхідної точності. Осередки початкової сітки називаються осередками рівня 0, осередки, одержувані подрібненням рівня 0, називаються осередками рівня 1 і т.п. При генерації АЛПС накладається умова, що гранями і ребрами можуть межувати один з одним тільки осередки з номерами рівнів, що відрізняються не більше ніж на одиницю.

Процес рішення та візуалізація результатів розрахунку. Перед початком вирішення програма робить побудову початкової розрахункової сітки і адаптацію початкових розрахункових осередків (рис. 4). Загальна кількість вузлів розрахункової сітки склала 10 млн.

На рис. 5–7 представлено візуалізацію потоку в проточній частині гідротурбіни ПЛ15-ГК-100 у вигляді різнобарвної заливки.

Розрахунок просторового потоку в програмі OpenFOAM. Загальна характеристика програмного комплексу OpenFOAM. Свою назву та ідеологію побудови пакет OpenFOAM бере від попередника

FOAM (Field Operation And Manipulation), який є закритим і продовжує розвиватися паралельно з OpenFOAM. Пакет FOAM був написаний Генрі Веллером, професором Лондонського Королівства та був проданий як комерційний компанії NABLA Ltd [6–10].

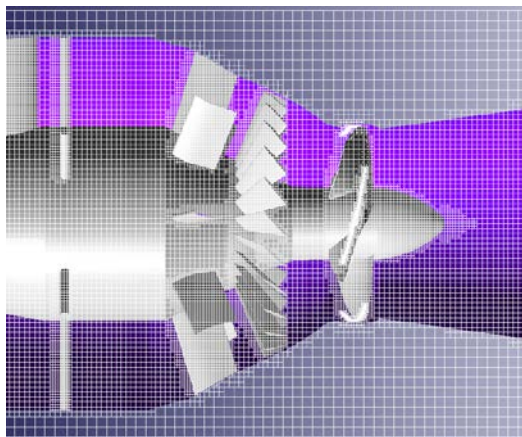


Рис. 4. Уточнення початкової розрахункової сітки

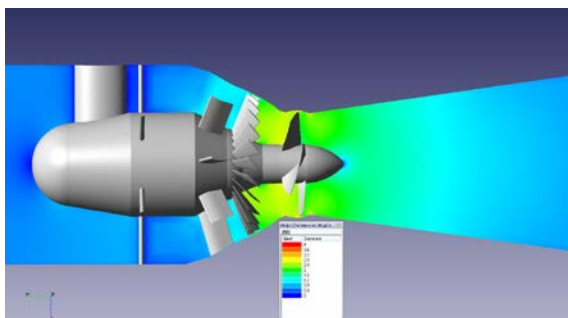


Рис. 5. Розподіл швидкості в меридіональному перерізі

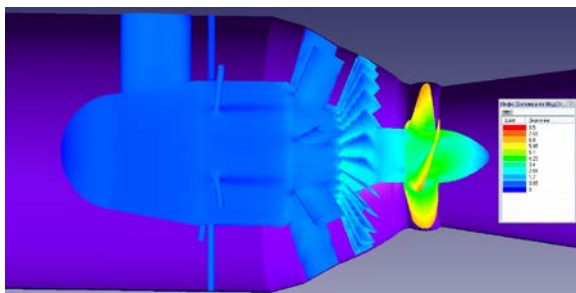


Рис. 6. Розподіл відносної швидкості потоку уздовж поверхні гідроагрегату

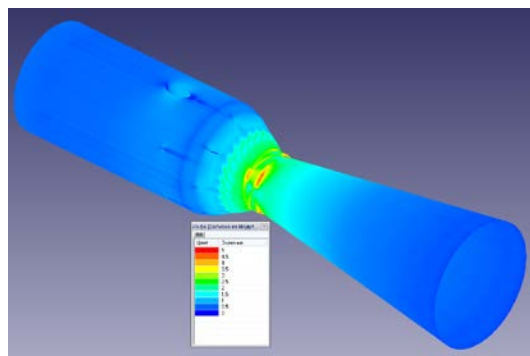


Рис. 7. Розподіл абсолютної швидкості потоку уздовж поверхні робочої камери гідроагрегату

У 2004 році починається історія пакета OpenFOAM – в цьому році пакет FOAM був випущений під ліцензією GNU GPL (ліцензія вільно поширюваного програмного забезпечення з відкритим кодом) і перейменований в OpenFOAM (Open Source Field Operation And Manipulation CFD ToolBox – вільно розповсюджуваний інструментарій обчислювальної гідродинаміки для операцій з полями). В даний час пакет OpenFOAM підтримується і розповсюджується фірмами OpenCFD Ltd, Wikki Ltd, які займається розробкою, розповсюдженням, підтримкою і навчанням користувачів [7].

Пакет OpenFOAM написаний на мові C++ і використовує об'єктно-орієнтовані методи програмування. Програмне забезпечення включає як готові модулі рішення широкого кола завдань механіки суцільного середовища, так і дозволяє розробляти власні моделі і вирішувачі під різні завдання.

OpenFOAM на сьогодні є одним з «закінчених» і відомих додатків, призначених для FVM-обчислень.

Спочатку програма призначалася для розрахунків на міцність, але в результаті багаторічного академічного і промислового розвитку на сьогоднішній момент дозволяє вирішувати безліч різних завдань механіки суцільних середовищ, зокрема:

- розрахунки на міцність;
- гідродинаміка ньютонівських і неньютонівських в'язких рідин як в нестисливому, так і стисливому наближенні з урахуванням конвективного теплообміну та дії сил гравітації. Для моделювання турбулентних течій можливе використання RANS-моделей, LES- і DNS-методів. Можливо рішення звукових, навіколозвукових і надзвукових завдань;
- завдання теплопровідності в твердому тілі;
- багатофазні завдання, в тому числі з описом хімічних реакцій компонент потоку;
- завдання, пов'язані з деформацією розрахункової сітки;
- деякі інші завдання, при математичній постановці яких потрібно рішення диференціальних рівнянь в частинних похідних в умовах складної геометрії середовища;
- розпаралелювання розрахунку для запуску на багатопроцесорних системах (в т.ч. кластерних).

В основі коду лежить набір бібліотек, що надають інструменти для вирішення систем диференціальних рівнянь в частинних похідних як в просторі, так і в часі. Робочою мовою коду є ООП C++. У термінах даної мови більшість математичних диференціальних і тензорних операторів в програмному коді рівнянь може бути представлено в зрозумілій формі, а метод дискретизації і рішення для кожного оператора може бути обраний вже користувачем в процесі розрахунку. Разом з кодом поставляється набір програм-«вирішувачів», в яких реалізовані різні математичні моделі механіки суцільних середовищ.

Програма може працювати під Windows через віртуальну машину; є також реалізації, які не

використовують додаткових надбудов [7].

Пакет OpenFOAM має багато утиліт, які дозволяють конвертувати сторонні формати в формат OpenFOAM (наприклад, ANSYS, Fluent, Gambit, VTK або ін.) [6–10].

Розрахункова сітка. В нашому випадку дискретизацію досліджуваної проточної частини виконано з допомогою неструктурованої сітки з комірками тетраедральної форми з локальним згущенням біля країв колон статора, лопаток НА, лопатей РК.

Швидкість чисельного розрахунку просторового потоку у будь-якому програмному комплексі CFD залежить від конфігурації ПК, на якому здійснюється даний розрахунок. Об'єкт дослідження в даній роботі, а саме гідротурбіна ПЛ15-ГК має складну «геометрію», тому для побудови розрахункової сітки та подальшого розрахунку ситуація потребуватиме досить великих затрат часу та обчислювальної потужності ПК. Для скорочення часу розрахунку в даній роботі використано «секторний» підхід, коли складні криволінійні елементи конструкції гідротурбіни замінюються секторами. Наприклад, направляючий апарат (НА), що має 24 лопатки, буде представлено одним сектором, що включає в себе одну лопатку; робоче колесо, що складається з 4 лопатей буде представлено одним сектором, що включає в себе лопать та міжлопатеві канали.

Загальне число елементів 6,4 млн: підвід – 3 млн; один міжлопатковий канал НА – 300 тис.; один міжлопатевий канал РК – 2 млн; відсмоктуюча труба (ВТ) – 1,1 млн.

Для якісного описання пограничного шару на стінках областей будувалися призматичні комірки (рис. 8).

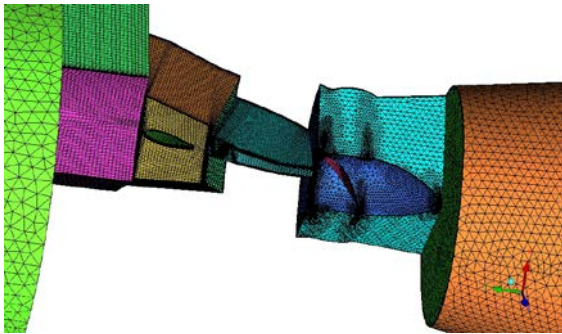


Рис. 8. Розрахункова сітка моделі

В роботі було проведено чисельний розрахунок тривимірного потоку в проточній частині капсульної гідротурбіни ПЛ15-ГК за допомогою програмного комплексу OpenFOAM. Граничні умови та математична модель були прийняті такі, як і в попередньому розрахунку по FlowVision.

На рис. 9–12 представлені результати даних досліджень, а саме візуалізація потоку у вигляді заливки.

Розрахунок гідравлічних втрат в елементах проточної частини. Сумарні втрати в підводі та відсмоктуючій трубі обчислювалися як різниця повної енергії на вході та виході, поділена на питому вагу.

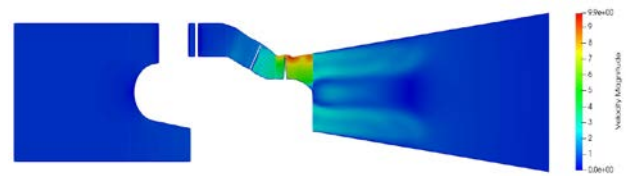


Рис. 9. Розподіл відносної швидкості в меридіональному перетині капсульної гідротурбіни

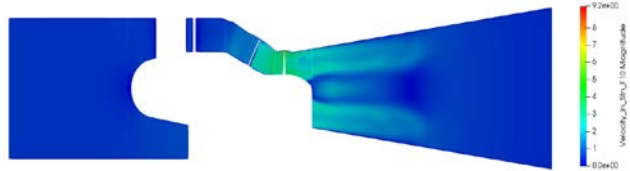


Рис. 10. Розподіл абсолютної швидкості в меридіональному перетині капсульної гідротурбіни



Рис. 11. Розподіл повного тиску в меридіональному перетині капсульної гідротурбіни

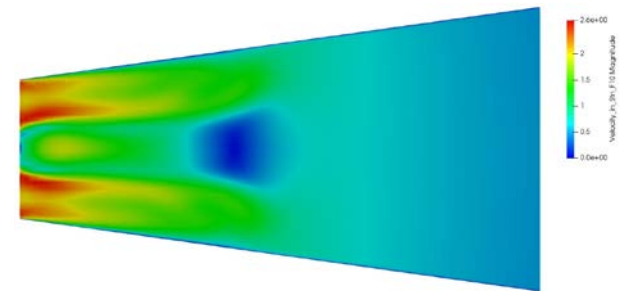


Рис. 12. Розподіл абсолютної швидкості в відсмоктуючій трубі капсульної гідротурбіни

$$h = \frac{P_{\text{вх}} - P_{\text{вих}}}{\rho g}$$

Сумарні втрати в РК обчислювалися за формулою:

$$h_{\text{РК}} = 1 - \eta_{\Gamma} = 1 - \frac{N_{\text{еф}}}{\rho g Q_{\text{К}} H_{\text{К}}} = 1 - \frac{M\omega}{\rho g Q_{\text{К}} H_{\text{К}}}$$

Гідравлічний ККД гідротурбіни ПЛ15ГК-100 визначався за формулою:

$$\eta_{\Gamma} = \frac{N_{\text{еф}}}{\rho g Q H} = \frac{M\omega}{\rho g Q H},$$

де Q – витрата рідини через гідротурбіну;

H – напір гідротурбіни.

Значення моменту M на валу гідроагрегату було отримано в результаті чисельного експерименту.

В табл. 1 приведено значення величин втрат в елементах проточної частини гідротурбіни ПЛ15-ГК-100, що отримані в результаті розрахунків у програмах FlowVision та OpenFoam.

Таблиця 1 – Гідрравлічні втрати в проточній частині

Елементи проточної частини	Програмні комплекси	
	FlowVision	OpenFoam
Підвід, %	1,8	1,3
Робоче колесо, %	3,1	3,5
Відсмоктуюча труба, %	2,3	2,2
Сумарні втрати в ПЧ, %	7,2	7,0

В табл. 2 представлено порівняння гідрравлічного ККД для оптимального режиму роботи гідротурбіни, розрахованого по двом програмним комплексам, з гідрравлічним ККД згідно універсальної характеристики ПЛ 15/984-ГК-46.

Таблиця 2 – Гідрравлічний ККД гідротурбіни ПЛ15-ГК-100

Програмні комплекси, модельна характеристика	Гідрравлічний ККД, %
FlowVision	92,8
OpenFoam	93,0
Універсальна характеристика ПЛ 15/984-ГК-46	92,5

Аналіз результатів чисельного дослідження. Аналізуючи результати чисельного розрахунку потоку в ПЧ гідротурбіни ПЛ15-ГК можна виділити наступні моменти:

- течія в підводі рівномірна, без суттєвих відривів потоку (рис. 5–7, 9–11);
- обтікання колон статора та лопаток направляючого апарату проходить без суттєвих відривів потоку (рис. 5–7, 9–11);
- течія рідини в ВТ характеризується нерівномірністю значень швидкості (рис. 9–10, 12). Як видно з рис. 12 за обтікачем РК спостерігається незначне вихроутворення;
- отримані в результаті чисельного експерименту значення гідрравлічного ККД гідротурбіни для двох програмних комплексів адекватно співпадають з аналогічними значеннями експериментальних досліджень (універсальна характеристика ПЛ 15/984-ГК-46); розбіжність складає близько 0,5 %.

Як видно з рис. 5–7, 9–12, значення швидкостей потоку, тиску в характерних перетинах та характер їх розподілення, розраховані за допомогою FlowVision та OpenFoam фактично не відрізняються.

Висновки. 1. Аналіз проведеного чисельного дослідження дозволяє зробити висновок про подібність результатів розрахунку тривимірного потоку в проточних частинах гідротурбін в програмних комплексах FlowVision та OpenFoam. Таким чином, пакет з відкритим вихідним кодом OpenFOAM може бути успішно використаний в якості альтернативи комерційним пакетам програм обчислювальної гідродинаміки.

2. Представлено алгоритм розрахунку інтегральних параметрів гідротурбін, а саме: коефіцієнту корисної дії, моменту на валу гідроагрегату, потужності, на основі чисельного моделювання просторового потоку.

Список літератури

1. Потетенко О. В., Дранковський В. Е., Крупа Є. С. Чисельне дослідження просторового потоку в проточній частині капсульного гідроагрегату з допомогою програмного комплексу FlowVision. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units.* Kharkiv: NTU "KhPI". 2013. No. 14 (988). P. 72–78.
2. Барашков С. В. FlowVision – сучасний інженерний інструмент в дослідженні газодинамічних характеристик компресорів. *САПР і графіка.* 2005. С. 44–48.
3. Кочевский А. Н., Неня В. Г. Современный подход к моделированию и расчету течений жидкости в лопастных гидромашинах. *Вісник Сумського державного університету: Сер.: Технічні науки.* Суми: СумДУ. 2003. № 13 (59). С. 195–210.
4. Миронов К. А., Олексенко Ю. Ю. Применение CFD при проектировании элементов проточной части гидротурбин. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units.* Kharkiv: NTU "KhPI". 2016. No. 20 (1192). P. 116–121.
5. Rezvaya K., Krupa E., Drankovskiy V., Potetenko O., Tynyanova I. The numerical research of the flow in the inlet of the high-head hydraulic turbine. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: New solution in modern technologies.* Kharkiv: NTU "KhPI". 2017. No. 7 (1229). P. 97–102. doi: 10.20998/2413-4295.2017.07.13
6. Bychkov I. M. Verification of the OpenFOAM application package on aerodynamic profile flow problems. *XIX school-seminar "Aerodynamics of Aircraft".* 2008.
7. OpenFOAM. *The open source CFD toolbox.* URI: <http://www.openfoam.com> (дата звернення: 04.03.2020).
8. Крупа Є. С. Чисельне моделювання просторового потоку в підводі осевої поворотно-лопатевої гідротурбіни. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units.* Kharkiv: NTU "KhPI". 2017. No. 42 (1264). P. 77–83.
9. Nilsson H., Cervantes M. Effect of inlet boundary conditions, on the computed flow in the Turbine-99 draft tube, using OpenFOAM and CFX. *26th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems. IOP Conference. Series: Earth and Environmental Science.* Vol. 15. Bristol: IOP, 2012. P. 1–9. doi: 10.1088/1755-1315/15/3/032002
10. Zhang H., Zhang L. Numerical simulation of cavitating turbulent flow in a high head Francis turbine at part load operation with OpenFOAM. *Procedia Engineering.* 2012. Vol. 31. P. 156–165. doi: 10.1016/j.proeng.2012.01.1006
11. Pankaj G., Rajeshwer S. Numerical Study of Cavitation in Francis Turbine of a Small Hydro Power Plant. *Journal of Applied Fluid Mechanics.* 2016. No. 9 (1). P. 357–365. doi: 10.18869/acadpub.jafm.68.224.24080
12. Dehkharghani A. S., Aidanpää J. O. Numerical analysis of fluid-added parameters for the torsional vibration of a Kaplan turbine model runner. *Advances in Mechanical Engineering.* 2017. Vol. 9, iss. 10. P. 1–10. doi: 10.1177/1687814017732893
13. Шевченко Н. Г., Шудрик А. Л., Радченко Л. П. Особенности численного моделирования течения вязкой жидкости в каналах погружных лопастных насосов низкой и средней быстроходности. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units.* Kharkiv: NTU "KhPI". 2015. No. 45 (1154). P. 76–81.
14. Brekke H. Design, Performance and Maintenance of Francis Turbines. *Global Journal of Researches in Engineering Mechanical and Mechanics Engineering.* 2013. Vol. 13 (5). P. 28–40.
15. Rusanov A., Rusanov R., Lampart P., Designing and updating the flow part of axial and radial-axial turbines through mathematical modeling. *Open Engineering.* 2015. Vol. 5. P. 399–410.
16. Duan X. H., Kong F. Y., Liu Y. Y., Zhao R. J., Hu Q. L. The numerical simulation based on CFD of hydraulic turbine pump. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering.* Vol. 129. 2016.
17. Elin A., Lugova C., Kolesnik E. Testing of the CFX-5 package on the examples of flow of liquid and gas in the running parts of VNIAEN specialization pumps: flow modeling in the flow part of the intermediate stage of the multistage centrifugal pump. *Scientific and practical journal "Pumps and equipment".* 2007. Vol. 6 (47). P. 42–46.

18. Starodubtsev Y. V., Gogolev I. G., Solodov V. G. Numerical 3D model of viscous turbulent flow in one stage gas turbine and its experimental validation. *Journal of Thermal Science*. 2005. Vol. 14. P. 136–141.
19. Khare R., Prasad V., Kumar S. CFD approach for flow characteristics of hydraulic Francis turbine. *International Journal of Engineering Science and Technology*. 2010. Vol. 2 (8). P. 3824–3831.
20. Wahidullah H. S., Prasad V. Design and permacne analysis of Francis turbine for hydro power station on Kunar river using CFD. *International Journal of Advanced Research*. 2017. No. 5 (5). P. 1004–1012.
9. Nilsson H., Cervantes M. Effect of inlet boundary conditions, on the computed flow in the Turbine-99 draft tube, using OpenFOAM and CFX. *26th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems. IOP Conference. Series: Earth and Environmental Science*. Vol. 15. Bristol, IOP Publ., 2012, pp. 1–9. doi: 10.1088/1755-1315/15/3/032002
10. Zhang H., Zhang L. Numerical simulation of cavitating turbulent flow in a high head Francis turbine at part load operation with OpenFOAM. *Procedia Engineering*. 2012, vol. 31. pp. 156–165. doi: 10.1016/j.proeng.2012.01.1006
11. Pankaj G., Rajeshwer S. Numerical Study of Cavitation in Francis Turbine of a Small Hydro Power Plant. *Journal of Applied Fluid Mechanics*. 2016, no. 9 (1), pp. 357–365. doi: 10.18869/acadpub.jafm.68.224.24080

References (transliterated)

1. Potetenko O. V., Drankovskiy V. E., Krupa Ye. S. Chysel'ne doslidzhennya prostоровoho potoku v protochniy chastyini kapsul'noho hidroahrehatu z dopomohoyu prohramnoho kompleksu FlowVision [Numerical study of the spatial flow in the flowing part of the capsule hydraulic unit using the software package FlowVision]. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2013, no. 14 (988), pp. 72–78.
2. Barashkov S. V. FlowVision – suchasniy inzhenerniy instrument v doslidzhenni gazodinamichnih harakteristik kompresoriv [FlowVision is a modern engineering tool in the study of gas-dynamic characteristics of compressors]. *SAPR I grafika*. 2005, pp. 44–48.
3. Kochevskiy A. N., Nenyva V. G. Sovremenny podkhod k modelirovaniyu i raschetu techeniy zhidkosti v lopastnykh gidromashinakh [Modern approach to modeling and calculating fluid flow in blade hydraulic machines]. *Visnyk Sums'koho derzhavnoho universytetu. Seriya: Tekhnichni nauky* [Sumy State University Bulletin: Technical Sciences Series]. Sumy, SumDU Publ., 2003, no. 13 (59), pp. 195–210.
4. Mironov K., Oleksenko Yu. Primeneniye CFD pri proyektirovani elementov protochnoy chasti gidroturbiny [Application of CFD in design elements flow space of hydroturbine] *Visnik NTU«KhPI»*. Ser.: *Gidravlichni mashini ta gidroagregati* [Bulletin of NTU "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydrounits]. Kharkiv : NTU "KhPI" Publ., 2016, no 20 (1192), pp. 116–121.
5. Rezvaya K., Krupa E., Drankovskiy V., Potetenko O., Tynyanova I. 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" Publ., 2017, vol. 7 (1229), pp. 97–102. doi:10.20998/2413-4295.2017.07.13
6. Bychkov I. M. Verification of the OpenFOAM application package on aerodynamic profile flow problems. *XIX school-seminar "Aerodynamics of Aircraft"*. 2008.
7. OpenFOAM. The open source CFD toolbox. Available at: <http://www.openfoam.com> (accessed 04.03.2020).
8. Krupa Ye. S. Chysel'ne modelyuvannya prostоровoho potoku v pidvodi os'ovoyi povorotno-lopatevoyi hidroturbiny [Numerical simulation of the spatial flow in the approach of the Kaplan turbine]. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2017, no. 42 (1264), pp. 77–83.
12. Dehkharghani A. S., Cervantes M. J., Aidanpää J. O. Numerical analysis of fluid-added parameters for the torsional vibration of a Kaplan turbine model runner. *Advances in Mechanical Engineering*. 2017, vol. 9, issue 10, pp. 1–10. doi: 10.1177/1687814017732893
13. Shevchenko N. G., Shudrik A. L., Radchenko L. R. Osobennosti chislennogo modelirovaniya techeniya vyazkoy zhidkosti v kanalah pogruzhnykh lopastnykh nasosov nizkoy i sredney byistrohodnosti [Features of numerical modeling flow of viscous liquid in channels of submersible bladed pumps of low and average rapidity]. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2015., no. 45 (1154), pp. 76–81.
14. Brekke H. Design, Performance and Maintenance of Francis Turbines. *Global Journal of Researches in Engineering Mechanical and Mechanics Engineering*. 2013, vol. 13 (5), pp. 28–40.
15. Rusanov A., Rusanov R., Lampart P., Designing and updating the flow part of axial and radial-axial turbines through mathematical modeling. *Open Engineering*. 2015, vol. 5, pp. 399–410.
16. Duan X. H., Kong F. Y., Liu Y. Y., Zhao R. J., Hu Q. L. The numerical simulation based on CFD of hydraulic turbine pump. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. Vol. 129. 2016.
17. Elin A., Lugova C., Kolesnik E. Testing of the CFX-5 package on the examples of flow of liquid and gas in the running parts of VNIIAEN specialization pumps: flow modeling in the flow part of the intermediate stage of the multistage centrifugal pump. *Scientific and practical journal "Pumps and equipment"*. 2007, vol. 6 (47), pp. 42–46.
18. Starodubtsev Y. V., Gogolev I. G., Solodov V. G. Numerical 3D model of viscous turbulent flow in one stage gas turbine and its experimental validation. *Journal of Thermal Science*. 2005, vol. 14, pp. 136–141.
19. Khare R., Prasad V., Kumar S. CFD approach for flow characteristics of hydraulic Francis turbine. *International Journal of Engineering Science and Technology*. 2010, vol. 2 (8), pp. 3824–3831.
20. Wahidullah H. S., Prasad V. Design and permacne analysis of Francis turbine for hydro power station on Kunar river using CFD. *International Journal of Advanced Research*. 2017, No. 5 (5), pp. 1004–1012.

Надійшло (received) 05.04.2021

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Крупа Євгеній Сергійович (Крупа Евгений Сергеевич, Krupa Evgeniy) – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури», м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-3997-3590>; e-mail: zhekr@ukr.net

Ю. М. КУХТЕНКОВ**ПРИСТРОЇ І ЗАХОДИ ЩОДО ЗМЕНШЕННЯ НИЗЬКОЧАСТОТНИХ ДЖГУТОВИХ ПУЛЬСАЦІЙ ТИСКУ У ВІДСМОКТУЮЧИХ ТРУБАХ ЖОРСТКОЛОПАТЕВИХ ГІДРОТУРБІН**

Рівень нестационарності в жорстколопатеви́х гідротурбінах в значній мірі залежить від рівня пульсацій тисків, які обумовлені рухом вихрових джгутів за робочим колесом у відсмоктуючій трубі. Силова взаємодія вихорів з елементами проточного тракту може призвести до серйозних аварій. Зменшення низькочастотних джгутових пульсацій тиску є актуальним завданням, так як сприяє підвищенню надійності і збільшенню потужності гідроагрегатів. Експериментально виявлено, що на режимах недовантаження і форсування потужності в гідротурбінах має місце наявність одного або декількох вихрових джгутів. Метою роботи було розглянути різні заходи, що сприяють зниженню рівня амплітуд джгутових пульсацій тиску в проточній частині. Це досягається за допомогою впуску повітря під робоче колесо або застосування різних спеціальних конструктивних пристроїв. Були досліджені такі пристрої: поворотні елементи лопаті робочого колеса в РО гідротурбіні, поворотні лопаті подовженого обтічника робочого колеса пропелерної гідротурбіни; хрестовини, циліндричні вставки у відсмоктуючій трубі, обтічники робочого колеса різної довжини, профільовані бички на стінці відсмоктуючої труби. Був досліджений вплив впуску повітря на рівень низькочастотних джгутових пульсацій тиску у проточному тракті в широкому діапазоні режимів роботи при випробуваннях модельної гідротурбіни. Зазначено на перевагу запропонованих пристроїв по зниженню джгутових пульсацій тисків в відсмоктуючій трубі в порівнянні з вже існуючими способами. Наведені результати експериментальних досліджень на модельних стендах та натурній гідротурбіні, які підтверджують ефективність використання запропонованих розробок.

Ключові слова: гідротурбіна, робоче колесо, відсмоктуюча труба, вихровий джгут, пульсації тиску, обтічник робочого колеса, впуск повітря, поворотні елементи лопаті.

Ю. М. КУХТЕНКОВ**УСТРОЙСТВА И МЕРОПРИЯТИЯ ПО УМЕНЬШЕНИЮ НИЗКОЧАСТОТНЫХ ЖГУТОВЫХ ПУЛЬСАЦИЙ ДАВЛЕНИЯ В ОТСАСЫВАЮЩИХ ТРУБАХ ЖЕСТКОЛОПАСТНЫХ ГИДРОТУРБИН**

Уровень нестационарности в жестколопастных гидротурбинах в значительной степени зависит от уровня пульсаций давления, которые обусловлены движением вихревых жгутов за рабочим колесом в отсасывающей трубе. Силовое взаимодействие вихрей с элементами проточного тракта может привести к серьезным авариям. Уменьшение низкочастотных жгутовых пульсаций давления является актуальной задачей, так как способствует повышению надежности и увеличения мощности гидроагрегатов. Экспериментально установлено, что на режимах недогрузки и форсирования мощности в гидротурбинах имеет место наличие одного или нескольких вихревых жгутов. Целью работы было рассмотреть различные мероприятия и устройства, способствующие снижению уровней амплитуд жгутовых пульсаций давления в проточной части. Она достигается с помощью впуска воздуха под рабочее колесо или применением различных специальных конструктивных устройств. Были исследованы следующие специальные устройства: поворотные элементы лопасти рабочего колеса в РО гидротурбине; поворотные лопасти, установленные на удлиненном обтекателе рабочего колеса в пропеллерной гидротурбине; крестовины, цилиндрические вставки в отсасывающей трубе, обтекатели рабочего колеса разной длины, бычки на стенке отсасывающей трубы. Было исследовано влияние впуска воздуха под рабочее колесо на уровень низкочастотных жгутовых пульсаций давления в проточном тракте в широком диапазоне режимов работы при испытаниях модельной гидротурбины. Указано на преимущество предложенных устройств по снижению жгутовых пульсаций давлений в отсасывающей трубе по сравнению с уже существующими способами. Приведенные результаты экспериментальных исследований на модельных стендах и натурной гидротурбине, подтверждают эффективность применения предложенных разработок.

Ключевые слова: гидротурбина, рабочее колесо, отсасывающая труба, вихревой жгут, пульсации давления, обтекатель рабочего колеса, впуск воздуха, поворотные элементы лопасти.

Yu. KUKHTENKOV**DEVICES AND MEASURES TO REDUCE LOW-FREQUENCY HARNESSPRESSURE PULSATIONS IN THE DRAFT TUBE OF HARDVANE HYDROTURBINES**

The level of unsteadiness in liquid-bladed hydraulic turbines largely depends on the level of pressure pulsations, which are caused by the movement of vortex bundles behind the impeller in the draft tube. Forceful interaction of vortices with elements of the flow path can lead to serious accidents. Reducing low-frequency rope pulsations of pressure is an urgent task, as it helps to increase the reliability and increase the power of hydraulic units. It has been experimentally established that in the modes of underloading and power forcing in hydraulic turbines, there is one or more vortex bundles. The aim of the work was to consider various measures and devices that help reduce the levels of amplitudes of rope pulsations of pressure in the flow path. It is achieved by introducing air under the impeller or using various special design devices. The following special devices were investigated: rotary blade elements of the impeller in the hydraulic turbine of the Francis, rotary blades of the elongated fairing of the impeller in the propeller hydraulic turbine; crosses, cylindrical inserts in the suction pipe, impeller fairings of different lengths, gobies on the wall of the suction pipe. In addition to various design measures, the effect of air inlet under the impeller on the level of low-frequency rope pulsations of pressure in the flow path in a wide range of robot modes was investigated during testing of a model hydraulic turbine. The advantage of the proposed devices for reducing rope pressure pulsations in the suction pipe is indicated in comparison with existing methods. The presented results of experimental studies on model stands and a full-scale hydraulic turbine, confirming the effectiveness of application the proposed developments for these types of turbines.

Keywords: hydraulic turbine, impeller, draft tube, vortex swirls, low-frequency pressure pulsations, impeller fairing, air inlet, rotary blade elements.

Вступ. При зміні навантаження гідроагрегати неодноразово проходять через нерозрахункові режими роботи. З нестійкістю закрученої течії пов'язане

виникнення інтенсивних низькочастотних гідродинамічних пульсацій тиску (ПТ) причиною яких у відсмоктуючій трубі (ВТ) за робочими колесами

(РК) жорстколопатевиx гідротурбін є вихрові джгути (ВД), які становлять загрозу надійності при роботі турбіни. ВД є серйозною небезпекою для гідротурбін в зв'язку з потужними вібраціями потоку, які призводять до сильної вібрації всього гідроагрегату і в разі резонансу можуть привести до руйнування елементів та проточної частини гідротурбіни [1–20].

Метою роботи було розглянути ефективність різних конструктивних заходів і впуск повітря під РК, які сприяють значному зниженню рівня амплітуд низькочастотних джгутових ПТ в проточній частині.

1. Застосування поворотних елементів лопаті (ПЕЛ) у жорстколопатевиx РК:

1а. Застосування ПЕЛ РО робочого колеса.

Так як інтенсивність ВД визначається циркуляцією потоку за РК у втулкових перерізах, то і поворотний елемент розміщують в зоні вихідної кромки лопаті. Це також спрощує і конструктивне рішення в зв'язку з тим, що в цій частині лопаті гідротурбіни має малу кривизну. З цією метою було запропоновано РК високонапірної РО гідротурбіни з ПЕЛ у втулки на виході (рис. 1) [4, 5]. Для механізму повороту лопатей пропонується конструктивне рішення, як у діагональній ПЛ гідротурбіни. З метою перевірки ефективності ПЕЛ були проведені енергетичні пульсації і зондові випробування гідротурбіни з РК РО-500 ($D_1 = 350$ мм) при кутах $\varphi = +5^\circ, 0^\circ, -5^\circ$. Енергетичні випробування показали, що оптимальний ККД в турбіні на кутах $\varphi = +5^\circ, -5^\circ$ зменшується в порівнянні з кутом $\varphi = 0^\circ$ на 2 %. За оборотами оптимум не змістився, а по витраті при зміні кута φ від 0° до $+5^\circ$, він змістився в бік більшої витрати на 7,5 %. Надалі оптимізація геометричних параметрів ПЕЛ повинна передбачати підвищення ККД при кутах $\varphi \neq 0$.

Зондові випробування проводилися за допомогою кульового п'ятиканального зонда з діаметром головки 7 мм, який був розташований за РК і проходив паралельно вихідній кромці лопаті. Виміри проводилися для оптимального режиму ($a_0 = 16$ мм), недовантаження ($a_0 = 12$ мм) і перевантаження ($a_0 = 28$ мм), для кутів $\varphi = -5^\circ, \varphi = 0^\circ, \varphi = +5^\circ$. Результати вимірювань складових V_u і V_z абсолютної швидкості V наведені на рис. 2, 3. З їх розгляду видно, що на режимі перевантаження ($a_0 = 28$ мм) при зміні кута φ від 0° до $+5^\circ$ « $\rightarrow$ » закрутка потоку за РК зменшується. Це призвело до зменшення ПТ з 4 % до 2 % при $Q'_1 = 0,18$ м³/с. На режимах близьких до оптимального ($a_0 = 16$ мм) збільшення кута φ призвело також до зменшення « $\rightarrow$ » закрутки, а у втулки і обода при цьому дещо збільшилася « $\leftarrow$ » закрутка. Пульсаційні дослідження показали, близько до оптимуму ($Q'_1 = 0,13\text{--}0,15$ м³/с) зміни кута φ практично не змінювали ПТ при $n'_1 = 80\text{--}90$ хв⁻¹ (рис. 4). На режимі недовантаження зміна кута φ від 0° до $+5^\circ$ призвела до деякого збільшення « $\leftarrow$ » закрутки потоку, що і слід було очікувати. Тут необхідно розвертати ПЕЛ на закриття для зменшення « $\leftarrow$ » закрутки. З огляду кривих V_z видно, що збільшення кута φ (на відкриття) істотно змінило вигляд $V_z = f(l)$: у втулки швидкості V_z

збільшуються, а у обода зменшуються (рис. 3).

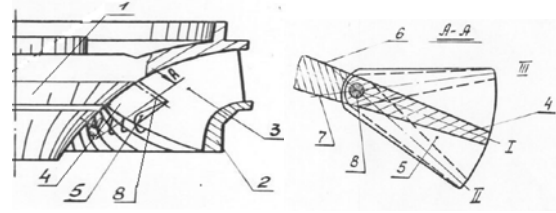
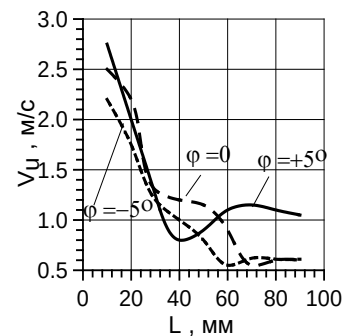


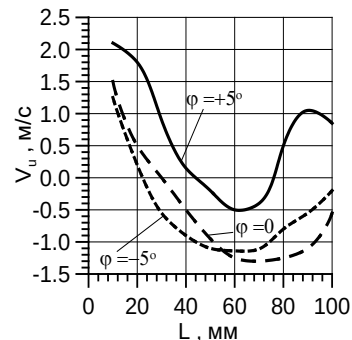
Рис. 1. РК гідротурбіни з ПЕЛ:

1 – втулка РК; 2 – нижній обід РК; 3 – лопоть РК; 4 – поворотний елемент лопаті; 5 – діафрагма; 6 – ПЕЛ для $\varphi = +5^\circ$; 7 – ПЕЛ для $\varphi = -5^\circ$; 8 – вісь повороту ПЕЛ

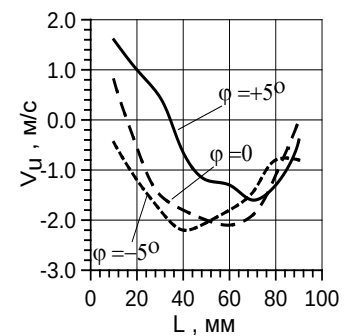
При цьому на оптимальному відкритті ($a_0 = 16$ мм) витрата Q'_1 майже не змінилася, а при $a_0 = 28$ мм (рис. 3, в) витрата збільшується на 6,6 %.



а



б

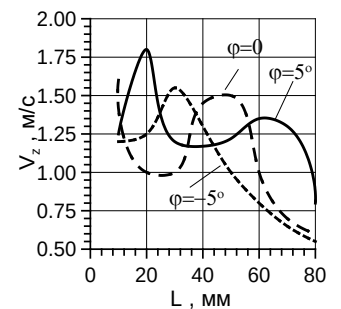


в

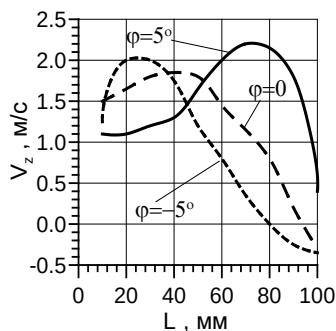
Рис. 2. Зміна швидкості V_u по довжині мірного перетину: а – $a_0 = 12$ мм, $n'_1 = 90$ хв⁻¹, $Q'_1 = 0,11$ м³/с; б – $a_0 = 16$ мм, $n'_1 = 80$ хв⁻¹, $Q'_1 = 0,136$ м³/с; в – $a_0 = 28$ мм, $n'_1 = 80$ хв⁻¹, $Q'_1 = 0,171$ м³/с

Так як на великих відкриттях при цьому одночасно зменшується « $\leftarrow$ » величина V_u , тобто

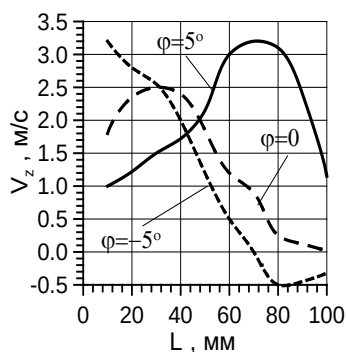
зменшується «-» циркуляція за РК, то з'являється можливість збільшення потужності при відкритті ПЕЛ без помітного збільшення ПТ (рис. 4).



а



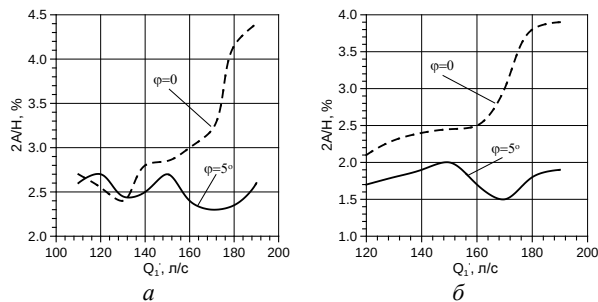
б



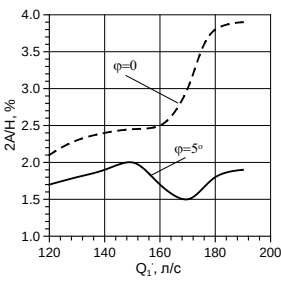
в

Рис. 3. Зміна швидкості V_z по довжині мірного перетину:
а – $a_0 = 12$ мм, $n'_1 = 90$ хв⁻¹, $Q'_1 = 0,11$ м³/с; б – $a_0 = 16$ мм,
 $n'_1 = 80$ хв⁻¹, $Q'_1 = 0,136$ м³/с; в – $a_0 = 28$ мм, $n'_1 = 80$ хв⁻¹,
 $Q'_1 = 0,171$ м³/с

При закритті ПЕЛ (від $\varphi = 0^\circ$ до $\varphi = -5^\circ$) для $a_0 = 12$ мм при деякому зменшенні V_z крива V_u змінилася незначно, що свідчить про мале зменшення «+» закрутки за РК.



а



б

Рис. 4. Пульсації тиску за РК при різному положенні ПЕЛ:
а – $n'_1 = 90$ хв⁻¹; б – $n'_1 = 80$ хв⁻¹

Тому і ПТ при такій зміні кута ПЕЛ не повинні практично змінюватися. У зв'язку з цим на рис. 4 приведені ПТ при $\varphi = -5^\circ$. Видно, що для зниження ПТ на режимах малих витрат (в зоні $a_0 = 12$ мм) необхідно закривати ПЕЛ на більший кут φ , ніж -5° . Виміри ПТ проводилися за допомогою тензометричних датчиків тиску, підсилювача і електропроміневого осцилографа за звісними методиками.

1б. Застосування подовженого обтічника пропелерного РК з поворотними лопатями.

Запропоновано ряд конструкцій подвійного регулювання ПЛ гідротурбін [13–15, 18], що значно розширює зону експлуатації, проте в цих патентах проглядається ряд недоліків – регулювання витрати в даних конструкціях передбачає наявність потужного механізму повороту лопатей 2-ї ступені, що призведе до збільшення втулкового відношення $R_{вт}/R_1$, а отже, до значного зменшення витрати. Запропоноване використання подовженого обтічника для пропелерного РК з поворотними лопатями довжиною $(0,25–0,35)l_{\text{лоп}}$ РК і $d_{\text{лоп}} = (0,5–0,6)D_1$ і механізмом їх повороту малої потужності дозволяє знизити амплітуди джгутових ПТ, як на режимах недовантаження, так і форсування потужності на 20–40 % (рис. 5).

2. Встановлення хрестовин за робочим колесом. Зменшити циркуляцію ВД за РК можна за рахунок гальмування потоку за допомогою нерухомих радіальних ребер (хрестовин), встановлених за РК [3, 7, 12]. На відміну від розглянутого вище зниження циркуляції ВД регулюванням закрутки потоку на виході з корневих перетинів лопаті РК за допомогою ПЕЛ, в даному випадку зниження циркуляції ВД нерегульоване. Слід зазначити, що хрестовини не запобігають появи циркуляції за РК, як ПЕЛ, але в значній мірі її зменшують. При цьому виникають високочастотні ПТ, що мають свої негативні наслідки. Але так як рівень ПТ при установці хрестовин все ж нижче і можливо форсування потужності, то їх іноді застосовують. На підставі численних експериментальних досліджень різних видів хрестовин, виконаних в гідротурбінній лабораторії ВАТ «Турбоатом» за участю кафедри гідромашин НТУ «ХП» на модельній гідротурбіні РО310/957-46, було встановлено, що найбільший ефект щодо зниження ПТ при збереженні ККД виходить при розташуванні ребер в зоні корневих перетинів лопаті (близько обтічника РК) [3, 7]. Цей захід ефективно застосовувати як при часткових навантаженнях, так і на режимах форсування потужності. Установка такої форми хрестовини на турбінах Нурекської ГЕС призвела до розширення діапазону режиму роботи гідротурбін з допустимим рівнем ПТ в область підвищених витрат і, таким чином, це дозволило підвищити їх потужність на 30 МВт. На рис. 6 наведені графіки рівнів ПТ в ВТ гідротурбіни РО-310/957-475 до встановлення хрестовини і після неї. З їх аналізу випливає, що зниження ПТ тиску відчутно в зоні часткових навантажень (хід сервомотора $S < 0,25$ м) і особливо в зоні режимів з

форсованою потужністю ($S > 0,4$ м).

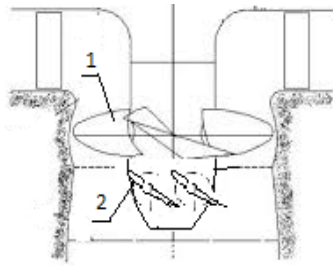


Рис. 5. Пропелерне РК з подовженим обтічником і поворотними лопатями:
1 – РК; 2 – поворотні лопаті

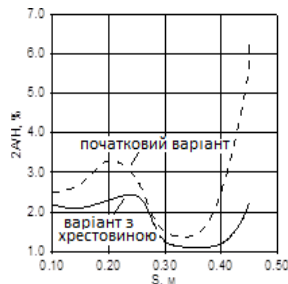


Рис. 6. Вплив хрестовини на рівень ПТ в натурній турбіні Нурекської ГЕС

3. Використання спеціальних вставок та бичків на стінці ВТ, зміна довжини обтічника РК. Встановлення за РК (без обтічника) спеціальних вставок – циліндричної колони (рис. 7, а), перешкоджає змиканню контуру з циркуляцією, що охоплює маточину у кореневих перетинах лопаті. Таким чином, область течії за РК стає двохзв'язною, і ВД як би «центрується» на внутрішньому кордоні, що сприяє значному зменшенню ексцентриситету [12].

У наших дослідях в модельній гідротурбіні РО230/9896-40 використовувались вставки з різними діаметрами циліндра $0,15D_1$ і $0,33D_1$. Експериментальні дослідження із застосуванням фотографування показали, що вставка з діаметром $0,15D_1$ значно послаблює рівень джгутових ПТ на режимах далеких від оптимальних і повністю усуває їх на режимах близьких до оптимальних. Збільшення діаметра вставки до $0,33D_1$ призвело до того, що ВД не спостерігається у всьому діапазоні режимів і не реєструвався датчиками, встановленими на стінці ВТ. Запис процесу ПТ при цьому нагадує запис високочастотного шуму зі слабкою інтенсивністю.

Використання подовженого конічного обтічника РК (рис. 7, б) також призводить до «центрування» джгута на деякому протязі ВТ. Однак рідкий контур, що охоплює обтічник і сповзає з нього, має можливість зімкнутися до діаметра ядра джгута. При цьому утворюється ВД, хоча його інтенсивність дещо ослаблена обтічником за рахунок тертя. На рис. 8. наведені результати вимірювання рівня ПТ в модельній гідротурбіні РО-310/1118-40 з різними обтічниками (подовжений конічний обтічник з $h = 0,35D_1$ замість $0,21D_1$). Звертає на себе увагу розширення зони мінімальних значень ПТ і зміщення цієї зони в область підвищених витрат. Цю обставину

можна пояснити тим, що зниження циркуляції ВД за рахунок тертя більш відчутно правіше оптимуму, де закрутка потоку протилежна обертанню РК. На оптимальному режимі і при перевантаженні ККД не змінився, а на режимі недовантаження він збільшився на 1–2 %. Для зниження рівня джгутових ПТ на режимах недовантаження $(0,1-0,25)Q'_p$ в діапазоні $n'_{\max}-n'_{\min}$ були використані бички різних профілів на стінці конуса ВТ за РК (рис. 7, б). Їхнє використання привело до зниження рівня джгутових ПТ в 1,5–2 рази.

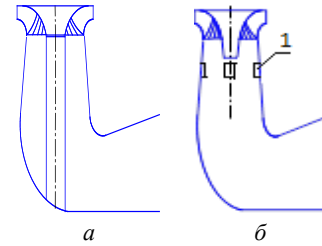


Рис. 7. Спеціальні вставки за РК:
а – колона; б – подовжений конічний обтічник РК і бички 1 на стінці ВТ

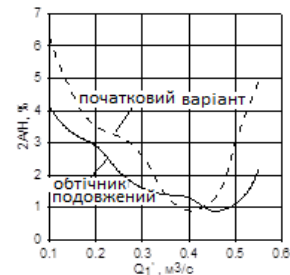


Рис. 8. Вплив довжини обтічника на рівень ПТ в гідротурбіні РО310

4. Вплив впуску повітря на рівень ПТ в ВТ модельних гідротурбін РО115 і РО230. У модельній гідротурбіні РО115/810-51,56 впуск повітря здійснювався в зоні обтічника РК [7]. Повітря з атмосфери надходило по трубопроводу, через колектор, вал моделі турбіни і через отвори в обтічнику РК виходило за лопатевою системою. На трубопроводі був розташований вентиль для регулювання кількості повітря, а також витратомірний пристрій з манометром. На бічній поверхні обтічника рівномірно по колу в перерізі, перпендикулярному осі валу турбіни, і розташованому на відстані 100 мм від торця обтічника, виконані 24 отвори з $d = 4$ мм кожне. Вимірювання об'ємної кількості впуску повітря здійснювалося витратомірною шайбою.

Оцінка впливу впуску повітря на ПТ в модельній гідротурбіні РО115 проводилася за датчиком, розташованим під РК на відстані $0,63D_1$ від нижнього ободу РК. Результати дослідження впливу впуску повітря на рівень ПТ представлені на рис. 9 у вигляді залежностей $2\Delta H$, % при домінуючих джгутових частотах для режимів з $n'_1 = 70 \text{ хв}^{-1}$, що відповідає $H = 108$ м. Аналіз результатів випробувань показав, що впуск повітря при роботі гідротурбіни істотно знижує рівень ПТ на режимах часткового навантаження. Кількість повітря змінювалося від 0 до

0,6 % від витрати води через турбіну. Встановлено, що вже малі кількості повітря (0,1 %) знижують рівень ПТ вдвічі (на режимі малого навантаження при $a_0 = 16$ мм). Рівень ПТ на режимах близьких до номінальної потужності ($a_0 = 28$ мм) не залежить від кількості повітря, що надходить в проточну частину.

Дослідження впливу впуску повітря на рівень ПТ в модельній гідротурбіні PO230/9896-46 представлені на рис. 10 у вигляді залежностей подвійних амплітуд ПТ для режиму з оптимальною наведеною частотою обертання. З аналізу результатів вимірювань випливає, що при оптимальному відкритті ($a_0 = 25$ мм) впуск повітря практично не впливає на рівень ПТ, так як на цьому режимі немає ВД. При режимах з розвиненим ВД ($a_0 = 10$ мм і $a_0 = 35$ мм) впуск повітря дає значний позитивний ефект. Причому, цей вплив вже відчутно при малих дозах повітря рівних 0,25 %. Як видно з аналізу графіків, подальше збільшення впуску повітря вже не дає значного зниження ПТ.

Впуск повітря впливає і на частоту обертання ВД. Так при $a_0 = 10$ мм частота джуга $f_{дж} = 0,25f_{об}$ без впускання повітря, а при $a_0 = 35$ мм – $0,4f_{об}$. При впуску повітря частота обертання на вищевказаних режимах стала дорівнювати, приблизно, оборотній частоті. Суттєве зменшення ПТ при впуску повітря, пояснюється тим, що він надає демпфуючий вплив, і, призводить до зменшення ексцентриситету ВД в зв'язку з ефектом центрифугування.

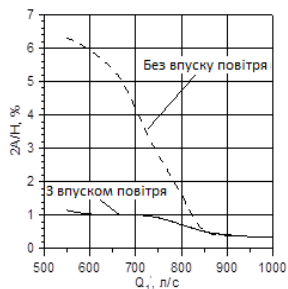


Рис. 9. Вплив повітря на ПТ при $n'_1 = 70,2 \text{ хв}^{-1}$ в модельній турбіні PO115

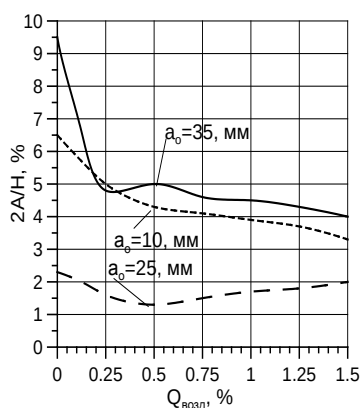


Рис. 10. Вплив кількості повітря на ПТ в модельній турбіні PO230

Висновки. 1. Експериментальні комплексні дослідження (пульсаційні, зондові, енергетичні) повністю підтвердили доцільність застосування ПЕЛ в зоні вихідної кромки у втулки РО гідротурбіни.

Відкриття ПЕЛ на $+5^\circ$ щодо вихідного положення на режимах великих a_0 і при різних n'_1 призвело до зменшення ПТ в 1,5–2 рази, внаслідок зменшення циркуляції за РК.

2. Використання подовженого обтічника пропелерного РК з поворотними лопатями дозволяє знизити амплітуди джгутових ПТ на режимах недовантаження і форсування потужності на 20–40 %.

3. Застосування хрестовини з ребрами, встановленими в зоні кореневих перетинів лопаті поблизу обтічника РК, дозволило в три рази зменшити ПТ в зоні форсування потужності гідротурбіни.

4. Використання центральної вставки ВТ і подовженого обтічника РК дозволяють отримати суттєве зниження джгутових ПТ за рахунок того, що вихор центрується внаслідок зменшення ексцентриситету ВД.

5. Використання бичків різних профілів за РК гідротурбіни на стінці ВТ на режимах недовантаження $(0,1-0,25)Q_p$ в діапазоні $n'_{\max}-n'_{\min}$ дозволяє знизити джгутові ПТ у 1,5–2 рази.

6. Аналіз результатів впуску повітря під РК показав, що вже малі кількості повітря (0,1 %) знижують рівень ПТ вдвічі на режимах часткового навантаження в гідротурбіні PO115/810. В моделі PO230/9896-46 до істотного зниження ПТ призводить впуск повітря в кількості 0,25 %. На режимах номінальної потужності рівень ПТ не залежить від кількості повітря, що поступає під РК.

Список літератури

1. Мураками М. Вибрация отсасывающих труб гидротурбин. Труды IAHN. Сер.: А. 1961. № 1. С. 48–54.
2. Завьялов П. С., Бондаренко А. В. Исследование нестационарных явлений в проточной части модельных гидротурбин. 8 Синоposium МАГИ. Ленинград, 1976. С. 519–535.
3. Бондаренко А. В., Завьялов П. С. Улучшение пульсационной характеристики радиально-осевой гидротурбины. Вісник НТУ «ХП». Харків: НТУ «ХП». 1991. № 25. С. 64–67.
4. Завьялов П. С., Бондаренко А. В., Кухтенков Ю. М. А. с. 14009770, СССР Рабочее колесо высоконапорной радиально-осевой гидромашины. 1988.
5. Завьялов П. С., Бондаренко А. В., Кухтенков Ю. М. Пат. UA 8379.SU1353924.A1, Украина. Рабочее колесо высоконапорной радиально-осевой гидромашины. 1997.
6. Пази Л. Г. Исследование периодических пульсаций давления в отсасывающих трубах гидротурбин. Труды ВНИИГидромашин. 1968. Вып. 37.
7. Veremeenko J. S., Zavalov P. S., Vapnik B. K. Methods of reducing low-frequency pressure fluctuations behind Francis hydroturbine runner. 24 Kongress IAHN. (9–13 September 1991, Madrid).
8. Falvey H. T. Primer on draft tube surging. Hydro rev. 1993. No. 12-N1. P. 76–86.
9. Kubota T., Jamada S. Effect of cone angle at draft tube inlet in hydraulic characteristics of Francis turbine. Symposium Operating Problems of Pump Stations and Power Plants. (13–17 September 1982, Amsterdam).
10. Завьялов П. С., Кухтенков Ю. М., Подвойський Ю. А. К методу расчета пульсационных характеристик от вихревых жгутов за рабочим колесом гидротурбины. Проблемы машиностроения. Харків: НАНУ ИПМаш. 2003. № 2. С. 84–92.
11. Dorfler P. Systemtheoretische Ansätze für die Saugrohrschwingungen der Francis turbinen. VDI-Berichte. 1981. No. 424. P. 211–222.
12. Grein H. Vibration phenomena in Francis turbines: their causes and prevention. IAHN Symposium. 1980. P. 527–539.
13. Потетенко О. В., Дранковский В. Э., Крупа Е. С., Вахрушева О. С. Совершенствование рабочих процессов гидротурбин с применением новых конструктивных решений

- для различных диапазонов напоров. *Вісник Нац. техн. ун-та «ХПІ»*. Сер.: Енергетичні і теплотехнічні процеси і устаткування. Харків: НТУ «ХПІ». 2014. № 1 (1044). С. 49–57.
14. Потетенко О. В., Яковлева Л. К., Самба Битори Т. Д. Совершенствование рабочего процесса высоконапорных радиально-осевых и радиально-диагональных гидротурбин. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv: NTU "KhPI". 2017. No. 22 (1244). P. 4–14.
 15. Потетенко О. В., Крупа Е. С. Особенности рабочего процесса радиально-осевых турбин на высокие напоры. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv: NTU "KhPI". 2015. No. 45 (1154). P. 41–46.
 16. Владиславлев Л. А. *Вибрация гидроагрегатов гидроэлектрических станций*. Москва: Энергия, 1972. 176 с.
 17. Веремеенко И. С. Исследование пульсационных и вибрационных характеристик гидротурбин и разработка способов их улучшения. *Энергомашиностроение*. 2009. № 9. С. 71–88.
 18. Потетенко О. В., Ковальов С. М., Кухтенков Ю. М. Пат. UA 5155, Украина. *Робоче колесо високонапірної РО гидротурбіни*. 2005.
 19. Khare R., Prasad V., Kumar S. CFD approach for flow characteristics of hydraulic Francis turbine. *International Journal of Engineering Science and Technology*. 2010. Vol. 2 (8). P. 3824–3831.
 20. Платонов Д. В., Минаков А. В., Дектерев А. А. Исследование влияния пульсационных явлений на режимы работы высоконапорных ГЭС. *Современная наука*. 2014. № 1. С. 102–108.
 8. Falvey H. T. Primer on draft tube surging. *Hydro rev.* 1993, no. 12-N1, pp. 76–86.
 9. Kubota T., Jamada S. Effect of cone angle at draft tube inlet in hydraulic characteristics of Francis turbine. *Symposium Operating Problems of Pump Stations and Power Plants. (13–17 September 1982, Amsterdam)*.
 10. Zav'yalov P. S., Kukhtenkov Yu. M., Podvoyskiy Yu. A. K metodu rascheta pul'satsionnykh kharakteristik ot vikhrevykh zhgutov za rabochim kolesom gidroturbiny [To the method of calculating the pulsation characteristics from vortex swirles behind the impeller of a hydraulic turbine]. *Problemi mashinostroeniya*. Kharkov, NANU IPMash Publ., 2003, no. 2, pp. 84–92.
 11. Dorfler P. Systemtheoretische Ansätze für die Saugrohrschwingungen der Francis turbinen. *VDI-Berichte*. 1981, no. 424, pp. 211–222.
 12. Grein H. Vibration phenomena in Francis turbines: their causes and prevention. *IAHR Symposium*. 1980, pp. 527–539.
 13. Potetenko O. V., Drankovskiy V. E., Krupa E. S., Vakhrusheva O. S. Sovershenstvovanie rabochikh protsessov gidroturbin s primeneniem novykh konstruktivnykh resheniy dlya razlichnykh diapazonov naporov [Improving hydraulic turbine workflows using new design solutions for various pressure ranges]. *Visnyk Nats. tekhn. un-ta "KhPI". Seriya: Enerhetichni i teplotekhnichni protsesy i ustatkuvannya* [Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Energy and heat engineering processes and equipment]. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2014, no. 1 (1044), pp. 49–57.
 14. Potetenko O. V., Yakovleva L. K., Samba Bitori T. D. Sovershenstvovanie rabochego protsessa vysokonapornykh radial'no-osevykh i radial'no-diyagonal'nykh gidrotubin [Improving the working process of high-pressure radial-axial and radial-diagonal hydroturbines]. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2017, no. 22 (1244), pp. 4–14.
 15. Potetenko O. V., Krupa E. S. Osobennosti rabochego protsessa radial'no-osevykh turbin na vysokie napory [Features of the working process of radial-axial turbines for high heads]. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2015, no. 45 (1154), pp. 41–46.
 16. Vladislavlev L. A. *Vibratsiya gidroagregatov gidroelektricheskikh stantsiy* [Vibration of hydroelectric power plants]. Moscow, Energiya Publ., 1972. 176 p.
 17. Veremeenko I. S. Issledovanie pul'satsionnykh i vibratsionnykh kharakteristik gidroturbin i razrabotka sposobov ikh uluchsheniya [Research of pulsation and vibration characteristics of hydraulic turbines and development of ways to improve them]. *Energomashinostroenie*. 2009, no. 9, pp. 71–88.
 18. Potetenko O. V., Koval'ov S. M., Kukhtenkov Yu. M. *Roboche koleso vysokonapirnoyi RO hidroturbiny* [Impeller of high-pressure radial-axial hydroturbine]. Patent Ukraine, UA 5155, 2005.
 19. Khare R., Prasad V., Kumar S. CFD approach for flow characteristics of hydraulic Francis turbine. *International Journal of Engineering Science and Technology*. 2010, vol. 2 (8), pp. 3824–3831.
 20. Platonov D. V., Minakov A. V., Dekterev A. A. Issledovanie vliyaniya pul'satsionnykh yavleniy na rezhimy raboty vysokonapornykh GES [Investigation of the influence of pulsation phenomena on the operating modes of high-pressure HPP]. *Sovremennaya nauka*. 2014, no. 1, pp. 102–108.

Надійшло (received) 28.02.2021

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Кухтенков Юрій Михайлович (Kukhtenkov Yuriy Mikhailovich, Kukhtenkov Yuriy) – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-9210-7486>; e-mail: kuhtenkov.um@gmail.com

ПРИКЛАДНІ
ДОСЛІДЖЕННЯ

APPLIED
RESEARCH

V. SAMORODOV, G. AVRUNIN

SOLUTION OF THE PROBLEM OF CALCULATING THE LEAKAGE WORKING FLUID IN ECCENTRIC GAP OF THE BALL PISTON PAIR HYDRAULIC FLUID POWER MACHINE

Goal. Conclusion of an analytical expression for calculating leaks in the gap between the ball-pistons and cylindrical holes in the cylinder blocks of radial-piston hydraulic pumps and hydraulic motors of hydraulic fluid power transmission. The object of study was the hydraulic fluid power transmission of the GOP-900 model in a monoblock design, consisting of a pump with an adjustable displacement and an hydraulic motor with a constant displacement. **Method.** For the laminar flow of the working fluid in the gap between the ball-piston and the cylinder, a calculation scheme is developed and a corresponding mathematical model is proposed for calculating the flow differential in each of the sections along the forming hole in the cylinder block of the hydraulic machine, followed by the integration of the specified differential. The calculation of the working fluid leaks in the MathCAD-15 medium allowed us to determine the average values of leaks with a concentric and eccentric arrangement of the piston balls in the holes of the cylinder blocks for specific set values for the diameters of the piston balls, the viscosity of the working fluid and the pressure drop between the discharge and discharge cavities. **Results.** For the first time analytical expressions are obtained that allow calculating leaks in the gap between the ball-piston and the hole in the cylinder block of a radial-piston hydraulic machine. The adequacy of the mathematical model is confirmed by the results of comparisons with the data of experimental measurements of working fluid leaks. It is shown that the coefficient of eccentricity of the circular gap used in the calculations using the Hagen-Poiseuille formula with a value of 2,5 is significantly overestimated. **Conclusion.** The method of calculating working fluid leaks in ball-piston hydraulic machines is recommended for use by specialists when developing new hydraulic machines and conducting diagnostics of the technical condition of those in operation in order to determine the volumetric efficiency and, in particular, its effect on the speed of vehicles whose transmissions use hydraulic machines with ball-pistons.

Keywords: fluid power hydraulic machines, hydraulic transmissions, ball-piston, cylinder, mathematical model, working fluid leaks, Reynolds number.

В. Б. САМОРОДОВ, Г. А. АВРУНІН

РІШЕННЯ ЗАДАЧІ РОЗРАХУНКУ ВИТОКІВ РОБОЧОЇ РІДИНИ В ЕКСЦЕНТРИЧНОМУ ЗАЗОРІ ШАРИКОПОРШНЕВОЇ ПАРИ ОБ'ЄМНОЇ ГІДРОМАШИНИ

Мета. Висновок аналітичного виразу для розрахунку витоків в зазорі між шариками-поршнями і циліндричними отворами в блоках циліндрів радіальнопоршневих гідромашин – насосів і гідромоторів об'ємних гідропередач. Об'єктом вивчення стала об'ємна гідропередача моделі ГОП-900 в моноблочному виконанні, що складається з насоса з регульованим робочим об'ємом і гідромотора з постійним робочим об'ємом. **Метод.** Для ламінарної течії робочої рідини в зазорі між шариком-поршнем і циліндром розроблена розрахункова схема і запропонована відповідна математична модель для обчислення диференціала витрати в кожному з перетинів уздовж отвору в блоці циліндрів гідромашини з подальшим інтегруванням вказаного диференціала. Розрахунок витоків робочої рідини в середовищі MathCAD-15 дозволив визначити середні значення витоків при концентричному і ексцентричному розташуванні шариків-поршнів в отворах блоків циліндрів для конкретних заданих значень по діаметрам шариків-поршнів, в'язкості робочої рідини і перепаду тиску між нагнітальною і зливною порожнинами. **Результати.** Вперше отримані аналітичні вирази, що дозволяють провести розрахунок витоків в зазорі між шариком-поршнем і отвором в блоці циліндрів радіальнопоршневої гідромашини. Підтверджено адекватність математичної моделі за результатами порівнянь з даними експериментальних вимірювань витоків робочої рідини. Показано, що використовуваний при розрахунках за формулою Гагена-Пуазейля коефіцієнт ексцентричності кругової щілини значенням в 2,5 є істотно завищеним. **Укладення.** Методика розрахунку витоків робочої рідини в шарикопоршневих гідромашинах рекомендується до використання фахівцями при розробці нових гідромашин і проведенні діагностики технічного стану тих, що знаходяться в експлуатації, з метою визначення об'ємного ККД і зокрема його впливу на швидкості транспортних засобів, в трансмісіях яких використовуються гідромашини з шариками-поршнями.

Ключові слова: об'ємні гідромашини, гідропередачі, шарик-поршень, циліндр, математична модель, витки робочої рідини, число Рейнольдса.

В. Б. САМОРОДОВ, Г. А. АВРУНІН

РЕШЕНИЕ ЗАДАЧИ РАСЧЕТА УТЕЧЕК РАБОЧЕЙ ЖИДКОСТИ В ШАРИКОПОРШНЕВОЙ ПАРЕ ОБЪЕМНОЙ ГИДРОМАШИНЫ

Цель. Вывод аналитического выражения для расчета утечек в зазоре между шариками-поршнями и цилиндрическими отверстиями в блоках цилиндров радиальнопоршневых гидромашин – насосов и гидромоторов объемных гидropередач. Объектом изучения явилась объемная гидropередача модели ГОП-900 в моноблочном исполнении, состоящая из насоса с регулируемым рабочим объемом и гидромотора с постоянным рабочим объемом. **Метод.** Для ламинарного течения рабочей жидкости в зазоре между шариком-поршнем и цилиндром разработана расчетная схема и предложена соответствующая математической модель для вычисления дифференциала расхода в каждом из сечений вдоль образующей отверстия в блоке цилиндров гидромашини с последующим интегрированием указанного дифференциала. Расчет утечек рабочей жидкости в среде MathCAD-15 позволил определить средние значения утечек при концентричном и эксцентричном расположении шариков-поршней в отверстиях блоков цилиндров для конкретных заданных значений по диаметрам шариков-поршней, вязкости рабочей жидкости и перепаду давления между нагнетательной и сливной полостями. **Результаты.** Впервые получены аналитические выражения, позволяющие произвести расчет утечек в зазоре между шариком-поршнем и отверстием в блоке цилиндров радиальнопоршневого гидромашини. Подтверждена адекватность математической модели по результатам сравнений с данными экспериментальных измерений утечек рабочей жидкости. Показано, что используемый при расчетах по формуле Гагена-Пуазейля коэффициент эксцентричности круговой щели значением в 2,5 является существенно завышенным. **Заключение.** Методика расчета утечек рабочей жидкости в шарикопоршневых гидромашинах рекомендуется к использованию специалистами при разработке новых гидромашин и проведении диагностики технического состояния находящихся в эксплуатации с целью определения объемного КПД и в частности его влияния на скорость транспортных средств, в трансмиссиях которых используются гидромашини с шариками-поршнями.

Ключевые слова: объемные гидромашини, гидropередачі, поршень-шарик, цилиндр, математическая модель, утечки рабочей жидкости, число Рейнольдса.

© V. Samorodov, G. Avrunin, 2021

Introduction. Hydraulic fluid power [1] (HFP) have become widely used as straight-line and rotary transmissions in mobile machines for various purposes. When assessing the energy efficiency of the use of HFP, the efficiency is subject to evaluation, which significantly affects the fuel consumption as a parameter of the efficiency of the machine and the overall mass indicators, which mainly affect the cost of its manufacture. In hydraulic fluid power machines (pumps and hydraulic motors), the total efficiency and its components are distinguished – volumetric and hydromechanical efficiency. The volumetric efficiency takes into account the power losses due to the leakage of the working fluid (WF) through the gaps of the precision pairs, and the hydromechanical efficiency takes into account the losses on mechanical friction and in local resistances during the WF flow.

The object of the study is radial-piston pumps and hydraulic motors, in which the working chambers consist of ball-pistons in the cylindrical holes of the cylinder block. These hydraulic machines with ball-pistons have been used in mobile machines for general industrial and special purposes in the last thirty years due to advances in the technology of processing solid materials with high accuracy [2, 3]. Such hydraulic transmissions include monoblock HFP manufactured by Eaton [4] for agricultural and road construction vehicles, Bradley infantry fighting vehicle [5], HFP GOP-900 developed by NIIGidroprived [2], in which radial-piston HFP are used in parallel power flow of two-stream hydraulic hydraulic fluid power-mechanical transmissions (GOMT), providing stepless speed control of rectilinear movement and rotation for mobile vehicles. Recently, information has appeared about the creation of hydraulic motors with ball pistons of the 1QJM series by the Chinese specialists of the company Ningbo Kingbonny Machinery [6]. Hydraulic motors are multi-pass, i.e. with a profile cam for driving pistons, have a working volume from 83 cm³ to 10150 cm³, a nominal pressure of 10–20 MPa (maximum 16–32 MPa), a speed of up to 800 min⁻¹, develop a torque of up to 15 kNm and a power of up to 150 kW.

It should be noted that two-flow continuously variable automatic transmissions GOMT using HFP with ball-pistons belong to the advanced and effective direction of modernization of transmissions of mobile machines. The development of the domestic industry of hydraulic transmissions with ball-pistons of the GOP-900 type [7] and stepless two-flow HVMT for various purposes [8] became the basis for writing this article. For a number of years, the authors have provided a theoretical and experimental justification for the hydraulic transmission of the GOP-900.

Analytical review of the literature. The creation of the first domestic hydraulic transmission GOP-900 has become a powerful basis for analysis of the kinematics of ball piston jet ring stator, static and dynamic stress and strain, and of course, the analysis of power losses in friction hydraulic machines [9–16]. Such units are piston pairs and a trunnion-type distribution unit. At the same time, volume losses are caused by under-filling of the working chambers in the pump, internal and external leaks

through narrow working gaps, compressibility of the WF, which generally reduces the volumetric efficiency of the hydraulic machine, the HFP and the transmission in general. The hydrodynamic losses depend on the speed of the WF movement, the viscosity, and the geometry of the roughness class of the pipeline processing.

The solution to the fundamental problem of calculating the WF leaks between the ball-piston and cylinder hydraulic fluid power and hydraulic transmission is of particular importance and relevance to subsequent evaluation of the volumetric efficiency of the speed of the HFP with beads-pistons running in full flow transmissions and dual continuously variable GOMT. The analysis of numerous literature sources, including fundamental works of scientists and specialists in hydraulics and hydroaerodynamics, has shown that there is no solution to the problem of determining the flow rate of a liquid in a narrow concentric or eccentric gap between a ball and a cylinder under the influence of a pressure drop.

Experimental studies were limited to measuring the flow rate of leaks during static modeling of the ball in the cylinder or determining the total leaks in the piston pairs and the distribution unit [14]. The problem of analytical determination of leaks in the gap between the piston-ball and the cylinder is caused by the fact that in the well-known Hagen-Poiseuille formula [15] for the laminar flow regime of the WF, leaks are inversely proportional to the length of the sealing gap and in the case of the ball, the problem becomes formally indeterminate, since when the gap length tends to zero, the leak tends to infinity.

Due to the fact that the volume of WF leaks depends on the nature of its expiration, the problem of analytical calculation of leaks between the ball and the cylinder is solved in two stages – determining the mode of WF leakage (laminar or turbulent) in the gap and then creating a method for analytical calculation of the volume of WF leaks.

The main part. Fig. 1 shows a radial piston hydraulic transmission with ball-pistons GOP-900 of the NIIGidroprived design [4]. Max capacity (displacement) of each hydraulic 680 cm³, the maximum frequency of rotation of a hydraulic motor up to 3100 min⁻¹, pressure up to 32 MPa, output power up to 700 kW; temperature of up to 130 °C WF.

Let us solve the problem under the assumption that the Reynolds number Re is less than the critical one and the leakage between the ball and the piston is laminar. Number Re for annular slit:

$$Re = \frac{V_{av} \cdot d_h}{\nu} = \frac{V_{av} 2h}{\nu} = \frac{Q \cdot 2h}{2\pi R h \cdot \nu} = \frac{Q}{\pi R \cdot \nu}, \quad (1)$$

where

V_{av} – is the average fluid velocity in the radial clearance h ;

Q – fluid flow through the gap;

R – the average radius of the annular slot (half-difference between the diameters of the cylinder and the ball-piston);

ν – the kinematic coefficient of viscosity of the fluid;

$d_h = 2h$ – hydraulic diameter.

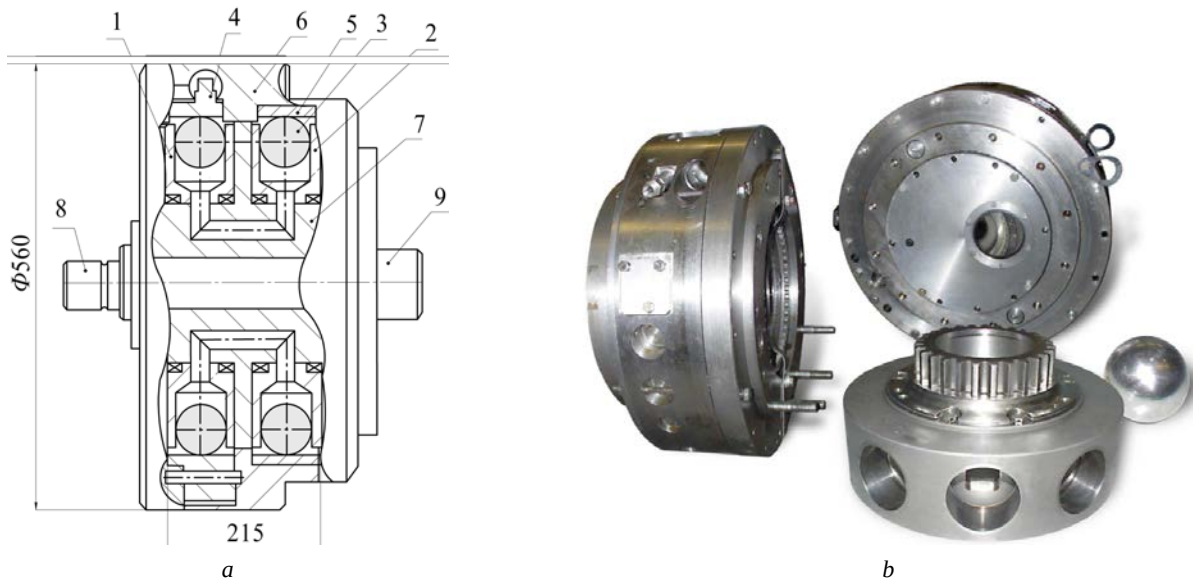


Fig. 1. Hydraulic transmission GOP-900 (a) and its individual parts (b):

1 and 2 – cylinder blocks of the pump and hydraulic motor, respectively; 3 – ball-piston; 4 and 5 – jet rings (clips) pump and hydraulic motor, respectively; 6 – housing; 7 – block of camshafts; 8 and 9 – input and output shafts

When determining the flow rate in an eccentric thin gap between the piston ball and the rotor (cylinder block) cylinder of a hydraulic machine, assuming the existence of a laminar flow (this will be justified below), it is assumed that the WF outflow is adiabatic. In the first approximation, the influence of the temperature gradient caused by the throttling effect on the change in the viscosity of the WF is not taken into account. The gap is considered to be eccentric with an eccentricity parameter $\varepsilon = 1$ because the piston ball is constantly pressed against the cylinder wall in the contact reaction zone. In Fig. 2 shows a design diagram for determining the differential of the flow rate dQ in the diametrical section of the ball-piston along the generatrix of the rotor cylinder.

An elementary slot with a width dx with a variable gap h and a total pressure drop is considered $\Delta p = p_1 - p_a$ (where p_a – is the atmospheric outlet pressure), divided into n sections. Each selected section is a rectangle with vertices A_i and B_i ; a constant flow rate flows dQ . The angle φ is chosen small (0,05–0,30 rad), but arbitrary and, as will be shown below, its value affects the calculation of the elementary flow rate dQ . The flow rate between sections 1 and 2 has the form of recording:

$$dQ = \frac{(p_1 - p_2)(0,5(h_1 + h_2) + \delta)^3 dx}{12\mu R \frac{\varphi}{n} \cos \varphi}, \quad (2)$$

where

p_1 and p_2 – are the pressures in the sections;

δ – the smallest clearance between the ball and the cylinder;

$0,5(h_1 + h_2) + \delta$ – is the average gap in an elementary slot on the path $B_1 B_2 = R \frac{\varphi}{n} \cos \varphi$.

The clearance δ is constant when the ball-piston is concentric in the cylinder and is equal to zero when

pressed against its wall. Below in Fig. 3 at the point of contact is shown the contact reaction N acting on the ball-piston during the operation of the hydraulic machine.

Variable parameters characterizing the change in the gap in sections 1 and 2 are given by formulas

$$h_1 = 2R \sin^2 \frac{\varphi}{2}; \quad h_2 = 2R \sin^2 \left(\frac{n-1}{n} \cdot \frac{\varphi}{2} \right).$$

Let us construct a chain of equalities for n sections of an elementary gap.

$$\begin{aligned} dQ &= \frac{p_1 - p_2}{12\mu R} \cdot \frac{\left[R \sin^2 \frac{\varphi}{2} + R \sin^2 \left(\frac{n-1}{n} \cdot \frac{\varphi}{2} \right) + \delta \right]^3}{\frac{\varphi}{n} \cos \varphi}; \\ dQ &= \frac{p_2 - p_3}{12\mu R} \times \\ &\times \frac{\left[R \sin^2 \left(\frac{n-1}{n} \cdot \frac{\varphi}{2} \right) + R \sin^2 \left(\frac{n-2}{n} \cdot \frac{\varphi}{2} \right) + \delta \right]^3}{\frac{\varphi}{n} \cos \left(\frac{n-1}{n} \varphi \right)}; \\ dQ &= \frac{p_i - p_{i+1}}{12\mu R} \times \\ &\times \frac{\left[R \sin^2 \left(\frac{n-i+1}{n} \cdot \frac{\varphi}{2} \right) + R \sin^2 \left(\frac{n-i}{n} \cdot \frac{\varphi}{2} \right) + \delta \right]^3}{\frac{\varphi}{n} \cos \left(\frac{n-i+1}{n} \varphi \right)}, \end{aligned} \quad (3)$$

where i – is the number of sections, which varies from 1 to n_φ .

In this case, at the exit from the slot $p_{n+1} = p_a$.

Sequentially equating the i -equation with the $i-1$ equation, starting with the last one at $i = n$, excluding $p_n, p_{n-1}, \dots, p_2$, we obtain the general formula for calculating the leakage differential:

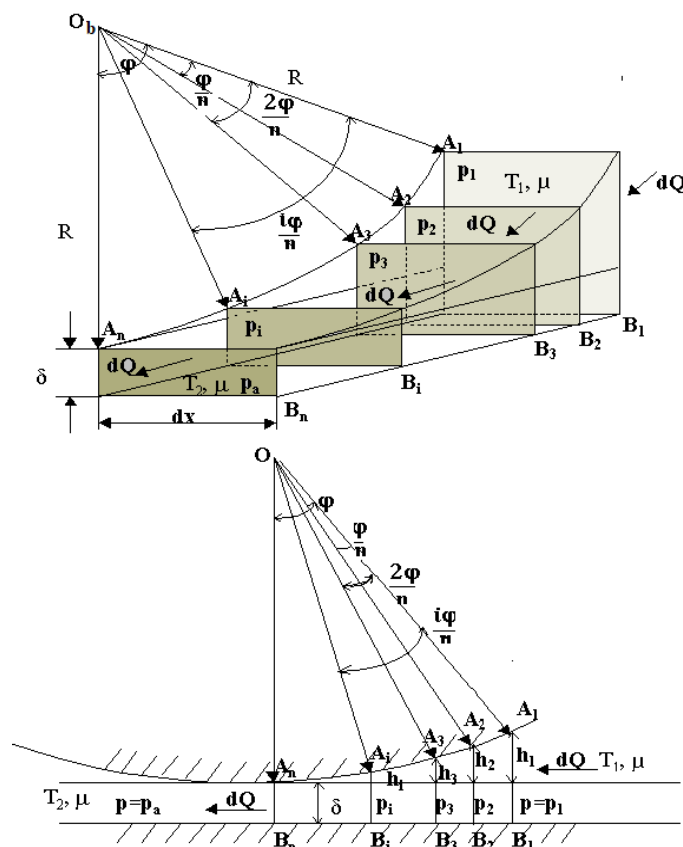


Fig. 2. Design scheme for determining the flow rate in the gap between the piston-ball and the cylinder

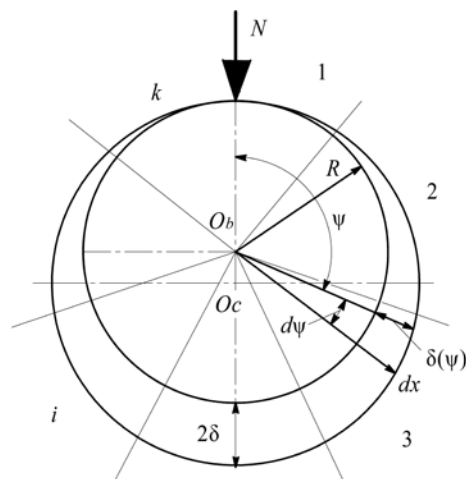


Fig. 3. To the calculation of the flow rate in the eccentric clearance between the piston ball and the cylinder

$$\times \frac{dQ = \frac{(p_1 - p_a)dx}{12\mu R} \times \frac{n}{\cos\left(\frac{n-i+1}{n} \cdot \varphi\right)} \cdot \varphi \sum_{i=1}^n \left[R \sin^2\left(\frac{n-i+1}{n} \cdot \frac{\varphi}{2}\right) + R \sin^2\left(\frac{n-i}{n} \cdot \frac{\varphi}{2}\right) + \delta \right]^3}{(4)}$$

A series of a kind:

$$S_n = \frac{n}{\cos\left(\frac{n-i+1}{n} \cdot \varphi\right) \varphi \sum_{i=1}^n \left[R \sin^2\left(\frac{n-i+1}{n} \cdot \frac{\varphi}{2}\right) + R \sin^2\left(\frac{n-i}{n} \cdot \frac{\varphi}{2}\right) + \delta \right]^3} \quad (5)$$

was investigated for convergence at $n \rightarrow \infty$ in the MathCAD-15 based on the d'Alembert test, when the limit of the ratio of the next member of the series S_{n+1} to S_n with an unlimited increase in n remains less than 1 and the

series S_n converges.

Table 1 shows the results of the influence on the convergence of the S_n series (5) and on the flow rate Q_{conc} through the concentric slot of the number n of splits and the angle φ . In this case, the flow rate through a concentric slit with a radius of $R = 0,03175$ m with a gap of $\delta = 20$ μm at a dynamic viscosity coefficient $\mu = 0,0144$ Pa·s, a pressure $p_1 = 10$ MPa and $\varphi = 0,1$ rad tends to a value of 139 cm^3/s .

As you can see, with the number of partitions $n = 10$ – 1000 , the flow rate Q_{conc} , expressed for convenience in cm^3/s , for different $\varphi = 0,05$ – $0,3$ has a stable tendency to convergence due to the convergence of the series (5).

Taking into account the eccentricity between the piston ball and the cylinder (Fig. 3) $\delta(\psi) = \delta(1 - \varepsilon \cdot \cos \psi)$, the differential $dx = R d\psi$; eccentricity parameter $\varepsilon = 1$.

Then the expression for the numerical integration of the total fluid flow rate between the piston ball and the cylinder has the form:

$$\Delta \bar{Q}_1 = \frac{(p_1 - p_a)}{12\mu R} \times \left[\lim_{n \rightarrow \infty} \int_0^{2\pi} \frac{n \cos\left(\frac{n-i+1}{n} \cdot \varphi\right)}{\varphi \sum_{i=1}^n \left[R \sin^2\left(\frac{n-i+1}{n} \cdot \frac{\varphi}{2}\right) + R \sin^2\left(\frac{n-i}{n} \cdot \frac{\varphi}{2}\right) + \delta(1 - \cos \psi) \right]^3 } d\psi \right] \quad (6)$$

Formula (6) at $\varepsilon = 0$ gives a special case for estimating the flow rate between the cylinder and the piston ball when they are concentric. If in the formula (6) we take at small φ the leakage path L equal to $B_1 B_{n+1} = R\varphi$ and

$$\cos\left(\frac{n-i+1}{n} \cdot \varphi\right) = 1; \quad \sin^2\left(\frac{n-i+1}{n} \cdot \frac{\varphi}{2}\right) = 0;$$

$$\sin^2\left(\frac{n-i}{n} \cdot \frac{\varphi}{2}\right) = 0,$$

then the relation (6) takes the well-known expression for determining the differential of the flow rate in a narrow flat slot

$$\Delta \bar{Q}_1 = dQ = \frac{(p_1 - p_a) dx}{12\mu L} \cdot \frac{n}{\sum_{i=1}^n \frac{1}{\delta^3}} = \frac{\Delta p \delta^3 dx}{12\mu L}. \quad (7)$$

According to the formula (6), it is necessary to make three important remarks. First, in the presence of eccentricity $\varepsilon \in (0; 1]$ in the annular gap, the known factor $1 + 1,5\varepsilon^2$ cannot be used to change from the flow rate through the concentric annular slot to the flow rate in the eccentric slot. At $\varepsilon = 1$ the flow rate in the eccentric slot increases by 2,5 times in comparison with the concentric slot. In the case of an outflow between the ball and the cylinder, the studies carried out in the MathCAD environment give another important factor for practice, equal to about 1,93, i. e. less than 2,5. The results of this study of costs are shown in Table 2 with numerical integration according to the formula (6) for the number of partitions of the gap $k = 10$; $k = 100$ and $k = 360$ of the integration interval $[0; 2\pi]$.

For $n = 200$, $\varphi = 0,1$, the convergence of the flow rate on k can be considered ideal for practice. The flow rate ratio at $\varepsilon = 1$ and $\varepsilon = 0$ in accordance with the research results given in Table 2 (for different ball radius R at a pressure drop $\Delta p = 10$ MPa, $\mu = 0,0144$ Pa·s, $\delta = 20$ μm , $n = 200$, $\varphi = 0,1$ rad) gives an approximately constant ratio 1,92–1,96.

Secondly, it is necessary to pay special attention to the reliability of the assumption that the outflow through a narrow gap between the ball and the cylinder is of a laminar nature and the entire theory presented, which is based on the Hagen-Poiseuille formula [15], is applicable. Let, for definiteness, the annular eccentric gap be divided into $k = 16$ equal parts ($2\pi/16$) and in each elementary section (Fig. 4) the number (Table 3) is estimated for different radial gaps (10 μm , 12,5 μm , 15 μm and 18 microns).

Table 1 – Influence of parameters n and φ on the convergence of the series (5) and outflow Q_{conc}

n	Outflow Q_{conc} , cm^3/s					
	$\varphi = 0,05$	$\varphi = 0,1$	$\varphi = 0,15$	$\varphi = 0,2$	$\varphi = 0,25$	$\varphi = 0,3$
10	144,56	146,39	155,27	168,65	–	–
100	142,79	139,43	139,34	139,44	139,59	139,78
200	142,77	139,37	139,22	139,23	139,26	139,31
500	142,77	139,36	139,19	139,17	139,17	139,17
1000	142,77	139,36	138,18	139,16	139,16	139,16

Table 2 – Research of expenses according to the formula (7) for different k and R

R , sm	Q_{ecc} , sm^3/s to the formula (6)			Q_{conc} , sm^3/s	Q_{ecc}/Q_{conc}
	$k = 10$	$k = 100$	$k = 360$	$k = 360$	$k = 360$
1	156,87	156,88	156,88	79,66	1,969
2	214,92	214,92	214,92	111,22	1,932
3,175	268,66	268,66	268,66	139,76	1,922
4	300,95	300,95	300,95	156,78	1,919

Table 3 – Values of the number in the eccentric clearance between the ball-piston and the cylinder

k	Radial clearance between ball and cylinder δ , μm							
	$\Delta p = 10 \text{ MPa}$				$\Delta p = 25 \text{ MPa}$			
	10	12,5	15	18	10	12,5	15	18
	Re				Re			
1	0,0	0,0	0,1	0,1	0,0	0,1	0,2	0,3
2	0,7	1,3	2,0	3,2	1,8	3,2	5,0	8,0
3	4,7	8,2	13,0	20,5	11,8	20,6	32,5	51,3
4	15,7	27,5	43,5	68,5	39,4	68,9	108,6	171,4
5	35,4	61,9	97,8	154,4	88,6	154,9	244,4	385,9
6	60,1	105,0	165,8	261,8	150,2	262,5	414,4	654,6
7	81,0	141,6	223,7	353,4	202,5	354,1	559,2	883,5
8	89,3	156,1	246,5	389,6	223,2	390,3	616,4	974,0
9	81,0	141,6	223,7	353,4	202,5	354,4	559,2	883,5
10	60,1	105,0	165,8	261,8	150,2	262,5	414,4	654,6
11	35,4	61,9	97,8	154,4	88,6	154,9	244,4	385,9
12	15,7	27,5	43,5	68,5	39,4	68,9	108,6	171,4
13	4,7	8,2	13,0	20,5	11,8	20,6	32,5	51,3
14	0,7	1,3	2,0	3,2	1,8	3,2	5,0	8,0
15	0,0	0,0	0,1	0,1	0,0	0,1	0,2	0,3
16	0	0	0	0	0	0	0	0
V_{av}	29	50	80	127	74	127	204	323
ΔQ_1 , sm^3/s	47,3	82,7	130,6	206,2	118,3	206,6	326,4	515,6

As you can see from the Table 3, for 10 MPa the maximum number Re does not exceed 400 (average – no more than 127). For a control point pressure of 25 MPa, the maximum number Re (Table 3) does not exceed 1000 (the average is not more than 330), i. e. much lower than critical.

Experimental pouring of a ball in a cylinder with TAD-17(GL-5) oil at a temperature $T = 100^\circ\text{C}$ and a radial clearance $\delta = 15 \mu\text{m}$ under a pressure of 10 MPa, carried out in the laboratory of the NIIGidroprivod – Research Institute of Hydraulic Drive (Ukraine, Kharkov), fully confirmed the laminar nature of the RL flow. Unfortunately, such a test was not carried out for a load pressure of 25–30 MPa.

However, in the laboratory of NIIGidroprivod, a mock-up of a piston-ball in a cylinder was tested during spillage in a static mode of supplying WF under a pressure of up to 20 MPa with the following data: $\Delta p = 5\text{--}20 \text{ MPa}$, $\mu = 0,018 \text{ Pa}\cdot\text{s}$ ($\nu = 20 \text{ mm}^2/\text{s}$ at $\rho = 900 \text{ kg/m}^3$), $\delta = 9\text{--}12 \mu\text{m}$, $D = 2R = 50,8 \text{ mm}$. The experimental leakage value was 2,73 l/min. The calculated value according to the algorithm developed above for the indicated data (specifically for $\delta = 12 \mu\text{m}$) for a piston ball with $D = 50,8 \text{ mm}$ was 6,41 l/min.

The participants of the experiment, however, note a possible inaccuracy in the above initial data. So the kinematic coefficient of viscosity ν during the experiment could be in the range $\nu = 18\text{--}23 \text{ mm}^2/\text{s}$. The gap between the piston-ball and the cylinder was determined by measurement as $\delta = 12 \mu\text{m}$ with a possible error 3–5 μm . It turned out that at the values of these "suspicious" parameters $\nu = 23 \text{ mm}^2/\text{s}$ and $\delta = 9,2 \mu\text{m}$ (these values are included in the range of errors), the calculation according to the proposed algorithm gives a leakage of 2,78 l/min (close to the experimental value of 2,73 l/min at $\nu = 20 \text{ mm}^2/\text{s}$ and $\delta = 12 \mu\text{m}$). Further theoretical and experimental developments will make it possible to clarify analytical expressions and an algorithm for calculating leaks in thin eccentric slots between piston balls and guide cylinders in rotors of modern radial piston hydraulic machines.

Conclusion. 1. Shown and substantiated the existence of a laminar flow regime of the working fluid in the gap between the ball-piston and the cylinder in the rotors of powerful radial-piston modern hydraulic machines in the entire range of their operating parameters.

2. A mathematical model of the flow of the working fluid in the eccentric gap between the ball-piston and the cylinder of radial-piston hydraulic transmission machines of the GOP-900 type has been developed. The problem is solved on the basis of the principle of passing a constant differential of pressure leaks through a set of elementary planes with their elementary pressure drops and by way of leaks, i. e. finite elements for which the Hagen-Poiseuille formula is applied. The integral calculated values of leaks in the case of a laminar flow are obtained. The problem with determining unproductive fluid leaks between the piston ball and the cylinder is that the zero leakage path in the denominator of the Hagen-Poiseuille formula turns the leak into infinity. The proposed mathematical model solves this issue.

3. The ratio of working fluid leaks with an eccentric and concentric arrangement of the ball-piston in the cylinder is 1,93, which is almost 30 % less than that used in the Hagen-Poiseuille formula for calculating leaks in a spool or piston pair with a real value of the sealing gap.

4. The developed method of analytical calculation is recommended for use in design calculations of volumetric hydraulic transmissions of radial piston type with piston balls to assess pressure leaks and is decisive in determining their volumetric efficiency.

Список літератури

1. ДСТУ 3455.1-96. Гідроприводи об'ємні та пневмоприводи. Частина 1. Загальні поняття. Терміни та визначення (ISO 5598:1985, NEQ) / Нац. Стандарт України України. Київ: Держспоживстандарт України, 1998. 48 с.
2. Борисюк М. Д., Бусяк Ю. М., Аврун Г. А., Большаков А. К., Кабаненко І. В., Хавиль В. В. Новое поколение шарикопоршневых гидротрансформаторов. Промислова гідроліка і пневматика. 2003. № 1. С. 66–70.
3. The Internet Glossary of Pumps. Created by: The Animated Software Company. Ball Piston Pump. URL: <https://www.animatedsoftware.com/pumpglos/ballpist.htm> (дата

- звернення: 24.04.2021).
- Eaton Light Duty Hydrostatic. Hydrostatic Transmissions – Models 6, 7 and 11. Ball Piston Pumps – Models 7 and 11. EATON Powering Business Worldwide. Document no. E-TRLD001-E1. Supersedes 11-04-880 EN-0900. 2016. 22 p.
 - URL: https://web.archive.org/web/20140202214442/http://liveguns.ru/bmp/M2_Bradley (дата звернення: 17.04.2021).
 - URL: <https://wuxihyphen.en.made-in-china.com/product/EqrmStgbbXcF/China-Sphere-Piston-Hydraulic-Motor-1QJM01-.html> (дата звернення: 15.04.2021).
 - Аврун Г. А., Кабаненко И. В., Хавиль В. В., Истратов А. В., Богачев С. В., Лизунов К. М. Объемная гидропередача с шариковыми поршнями ГОП-900: характеристики и технический уровень. *Механика та машинобудування*. 2004. № 1. С. 14–21.
 - Самородов В. Б., Аврун Г. А., Кириченко І. Г., Бондаренко А. І., Пелипенко Є. С. *Гідро- та пневмосистеми в автотракторобудуванні: навч. посіб.* / ред. Самородов В. Б. Харків: НТУ «ХПІ», ФОП Панов А. М., 2020. 524 с.
 - Лойцянский Л. Г. *Механика жидкости и газа*. Москва: Наука, 1970. 904 с.
 - Рогов А. В., Ярмач Н. С., Истратов А. В. Математическая модель гидромеханических и объемных потерь в перспективной гидрообъемной передаче ГОП-900. *Механика та машинобудування*. 2004. № 2. С. 200–214.
 - Самородов В. Б. Напорные утечки рабочей жидкости между шаром-поршнем и цилиндром ротора в быстроходных радиально-поршневых гидромашинках – элементах гидрообъемно-механических трансмиссий. *Вестник ХГПУ. Сер.: НРСТ*. 2000. Вып. 79. С. 28–31.
 - Климов В. Ф., Ярмач Н. С., Истратов А. В. Техническое обеспечение исследований объемных гидромашин с шаровыми поршнями, расширение диагностических параметров и их информативности. *Механика та машинобудування*. 2003. № 1. С. 201–208.
 - Ярмач Н. С. Исследование динамических процессов гидромашин объемного типа, диагностика и идентификация дефектов. *Механика та машинобудування*. 2004. № 1. С. 35–45.
 - Аврун Г. А., Истратов А. В., Кабаненко И. В. Определение утечек рабочей жидкости между поршнями и цилиндрами радиальной шарикопоршневой гидромашинки. *Промислова гідроліка і пневматика*. 2004. № 4 (6). С. 41–43.
 - URL: <https://studfile.net/preview/10032822/page:8/> (дата звернення: 15.04.2021).
 - Самородов В. Б., Рогов А. В., Ярмач Н. С. Математическое моделирование гидромеханических потерь и КПД в быстроходных гидрообъемных машинах с шаровыми поршнями. *Вісник Нац. техн. ун-ту «ХПІ»: зб. наук. пр. Темат. вип.: Динаміка і міцність машин*. Харків: НТУ «ХПІ». 2002. № 10, т. 2. С. 165–172.
 - 6, 7 and 11. Ball Piston Pumps – Models 7 and 11. EATON Powering Business Worldwide. Document no. E-TRLD001-E1. Supersedes 11-04-880 EN-0900. 2016. 22 p.
 - Available at: https://web.archive.org/web/20140202214442/http://liveguns.ru/bmp/M2_Bradley (accessed 17.04.2021).
 - Available at: <https://wuxihyphen.en.made-in-china.com/product/EqrmStgbbXcF/China-Sphere-Piston-Hydraulic-Motor-1QJM01-.html> (accessed 15.04.2021).
 - Avrunin G. A., Kabanenko I. V., Khavil' V. V., Istratov A. V., Bogachev S. V., Lizunov K. M. Ob'emnaya gidroperedacha s sharikovymi porshnyami GOP-900: kharakteristiki i tekhnicheskii uroven' [Volumetric hydraulic transmission with ball pistons GOP-900: characteristics and technical level]. *Mekhanika ta mashynobuduvannya*. 2004, no. 1, pp. 14–21.
 - Samorodov V. B., Avrunin G. A., Kyrychenko I. H., Bondarenko A. I., Pelypenko Ye. S. *Hidro- ta pnevmosystemy v avtotraktorobuduvanni: navch. posib.* [Hydraulic and pneumatic systems in tractor construction]. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., FOP Panov A. M. Publ., 2020. 524 p.
 - Loytsyanskiy L. G. *Mekhanika zhidkosti i gaza* [Mechanics of liquid and gas]. Moscow, Nauka Publ., 1970. 904 p.
 - Rogov A. V., Yarmak N. S., Istratov A. V. Matematicheskaya model' gidromekhanicheskikh i ob'emnykh poter' v perspektivnoy gidroob'emnoy peredache GOP-900 [Mathematical model of hydromechanical and volumetric losses in the perspective hydrostatic transmission GOP-900]. *Mekhanika ta mashynobuduvannya*. 2004, no. 2, pp. 200–214.
 - Samorodov V. B. Napornye utechki rabochey zhidkosti mezhdunarokporshnem i tsilindrom rotora v bystrokhodnykh radial'no-porshnevyykh gidromashinakh – elementakh gidroob'emnomekhanicheskikh transmissiy [Pressure leaks of the working fluid between the piston ball and the rotor cylinder in high-speed radial piston hydraulic machines – elements of hydrostatic-mechanical transmissions]. *Vestnik HGPU. Seriya NRST* [Bulletin of Kharkiv State Polytechnic University. Series: New solutions in modern technologies]. 2000, issue 79, pp. 28–31.
 - Klimov V. F., Yarmak N. S., Istratov A. V. Tekhnicheskoe obespechenie issledovaniy ob'emnykh gidromashin s sharovymii porshnyami, rasshirenie diagnosticheskikh parametrov i ikh informativnosti [Technical support of research of volumetric hydraulic machines with ball and pistons, expansion of diagnostic parameters and their information content]. *Mekhanika ta mashynobuduvannya*. 2003, no. 1, pp. 201–208.
 - Yarmak N. S. Issledovanie dinamicheskikh protsessov gidromashin ob'emnogo tipa, diagnostika i identifikatsiya defektov [Investigation of dynamic processes of positive displacement hydraulic machines, diagnostics and identification of defects]. *Mekhanika ta mashynobuduvannya*. 2004, no. 1, pp. 35–45.
 - Avrunin G. A., Istratov A. V., Kabanenko I. V. Opredelenie utechek rabochey zhidkosti mezhdunarokporshnyami i tsilindrami radial'noy sharikoporshnevoy gidromashiny [Determination of leaks of working fluid between pistons and cylinders of a radial ball piston hydraulic machine]. *Promyslova hidravlika i pnevmatika*. 2004, no. 4 (6), pp. 41–43.
 - Available at: <https://studfile.net/preview/10032822/page:8/> (accessed 15.04.2021).
 - Samorodov V. B., Rogov A. V., Yarmak N. S. Matematicheskoe modelirovanie gidromekhanicheskikh poter' i KPD v bystrokhodnykh gidroob'emnykh mashinakh s sharovymi porshnyami [Mathematical modeling of hydromechanical losses and efficiency in high-speed hydrostatic machines with ball pistons]. *Vistnyk Nats. tekhn. un-tu "KhPI": zb. nauk. pr. Temat. vyp.: Dynamika i mitsnist' mashyn* [Bulletin of the National Technical University "KhPI": a collection of scientific papers. Thematic issue: Dynamics and strength of machines]. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2002, no. 10, vol. 2, pp. 165–172.

References (transliterated)

- DSTU 3455.1-96. *Hidropriyody ob'yemni ta pnevmopriyody. Chastyna 1. Zahal'ni ponyattya. Terminy ta vyznachennya* [State Standard 3455.1-96. Volumetric hydraulic drives and pneumatic drives. Part 1. General. Terms and definitions]. Kyiv: Ukrainian Research and Training Center of Standardization, Certification and Quality Publ., 1998. 48 p.
- Borisyuk M. D., Busyak Yu. M., Avrunin G. A., Bol'shakov A. K., Kabanenko I. V., Khavil' V. V. Novoe pokolenie sharikoporshnevyykh gidroperedach [New generation of ball-piston hydraulic transmission]. *Promyslova hidravlika i pnevmatika*. 2003, no. 1, pp. 66–70.
- The Internet Glossary of Pumps. Created by: The Animated Software Company. Ball Piston Pump. Available at: <https://www.animatedsoftware.com/pumpglos/ballpist.htm> (accessed 24.04.2021).
- Eaton Light Duty Hydrostatic. Hydrostatic Transmissions – Models

Received 26.04.2021

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Самородов Вадим Борисович (Самородов Вадим Борисович, Samorodov Vadym) – доктор технічних наук, професор, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», завідувач кафедри «Автомобіле- та тракторобудування», м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-2965-5460>; e-mail: samorodovvadimat@gmail.com

Аврун Григорій Аврамович (Аврун Григорій Аврамович, Avrunin Grigory) – кандидат технічних наук, доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, доцент кафедри «Будівельні і дорожні машини», м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-0191-3149>; e-mail: griavrunin@ukr.net

О. Г. ГРИБ, Г. А. СЕНДЕРОВИЧ, О. В. ДЯЧЕНКО, С. В. ШВЕЦЬ, І. С. ЯРОВА

ВІД КЛАСИЧНОЇ ДО ЦИФРОВОЇ ПІДСТАНЦІЇ

Існуюча модель управління електроенергетикою з кожним днем втрачає свої можливості. Тобто мова йде саме про нагальність зміни моделі роботи та взаємодії складових електроенергетики, аби зробити мережі більш чутливими до навантаження із змінюваних джерел генерації в умовах змінюваного попиту. Виклик, з яким зустрілися постачальники послуг на комунальному рівні – це збільшення конкуренції завдяки збільшенню розподіленої доступної пропозиції енергетичних послуг. Таким чином, постачальники енергетичних послуг для задоволення потреб споживачів мають діяти проактивно, пропонуючи їм індивідуально оптимізований сервіс, водночас захищаючи конфіденційність операцій та забезпечуючи безпечний контроль за даними транзакцій поміж учасниками енергетичного ринку. Специфіка змінюваних відновлювальних джерел енергії, окрім проблем забезпечення сталої доставки енергії у відповідності з попитом, потребує створення потужностей із накопичення перегенованої в певний час енергії, швидкого балансування та керування якістю самої енергії. Ці виклики можна подолати створенням штучно «інтелектуалізованої» енергосистеми, тобто енергетика з оперативної точки зору має теж стати «розумнішою» та ефективнішою. Одним із ключових елементів інтелектуальних електроенергетичних систем є цифрові підстанції, які забезпечують новий рівень розвитку в управлінні технологічними процесами передачі і розподілу електроенергії. Перехід до передачі сигналів в цифровому вигляді на всіх рівнях управління підстанцією дозволить створити технологічну інфраструктуру для впровадження інформаційно-аналітичних систем, знизити помилки недообліку електроенергії, зменшити капітальні та експлуатаційні витрати на обслуговування підстанції, а також підвищити електромагнітну безпеку і надійність роботи мікропроцесорних пристроїв. Впровадження цифровізованих систем, забезпечує більш високу швидкість і безпеку передачі інформації, взаємозамінність окремих компонентів системи, підвищення надійності системи. Основна ідея цифрових підстанцій полягає в організації обміну інформацією між різними інтелектуальними електронними пристроями і системами автоматизації різних рівнів управління за допомогою протоколів передачі даних. Найбільш повно принципи обміну інформацією на цифрових підстанціях формуються групою стандартів IEC 61850. Авторами статті було розглянуто переваги застосування цифрових систем управління, які розроблені відповідно до міжнародного стандарту IEC 61850. Також був проведений аналіз поетапного переходу від класичної підстанції до цифрової.

Ключові слова: декарбонізація, цифрова енергетика, цифрова підстанція, цифровізація, цифрова трансформація, рівень процесу, шина процесу, протокол.

О. Г. ГРИБ, Г. А. СЕНДЕРОВИЧ, А. В. ДЯЧЕНКО, С. В. ШВЕЦ, И. С. ЯРОВАЯ ОТ КЛАСИЧЕСКОЙ К ЦИФРОВОЙ ПОДСТАНЦИИ

Существующая модель управления электроэнергетикой с каждым днем теряет свои возможности. То есть речь идет именно о необходимости изменения модели работы и взаимодействия составляющих электроэнергетики, чтобы сделать сети более чувствительными к нагрузке с изменяющимися источниками генерации в условиях меняющегося спроса. Вызов, с которым встретились поставщики услуг на коммунальном уровне – это увеличение конкуренции благодаря увеличению распределенного доступного предложения энергетических услуг. Таким образом, поставщики энергетических услуг для удовлетворения потребностей потребителей должны действовать проактивно, предлагая им индивидуально оптимизированный сервис, одновременно защищая конфиденциальность операций и обеспечивая безопасный контроль по данным транзакций между участниками энергетического рынка. Специфика изменяющихся возобновляемых источников энергии, кроме проблем обеспечения постоянной доставки энергии в соответствии со спросом, требует создания мощностей по накоплению перегенованной в определенное время энергии, быстрой балансировки и управления качеством самой энергии. Эти вызовы можно преодолеть созданием искусственно «интелектуализированной» энергосистемы, то есть энергетика с оперативной точки зрения должна тоже стать «умнее» и эффективней. Одним из ключевых элементов интеллектуальных электроэнергетических систем являются цифровые подстанции, которые обеспечивают новый уровень развития в управлении технологическими процессами передачи и распределения электроэнергии. Переход к передаче сигналов в цифровом виде на всех уровнях управления подстанцией позволит создать технологическую инфраструктуру для внедрения информационно-аналитических систем, снизит ошибки недоучета электроэнергии, уменьшит капитальные и эксплуатационные затраты на обслуживание подстанции, а также повысит электромагнитную безопасность и надежность работы микропроцессорных устройств. Внедрение цифровизованных систем, обеспечивает более высокую скорость и безопасность передачи информации, взаимозаменяемость отдельных компонентов системы, повышение надежности системы. Основная идея цифровых подстанций состоит в организации обмена информацией между различными интеллектуальными электронными устройствами и системами автоматизации различных уровней управления с помощью протоколов передачи данных. Наиболее полно принципы обмена информацией на цифровых подстанциях формируются группой стандартов IEC 61850. Авторами статьи были рассмотрены преимущества применения цифровых систем управления, которые разработаны в соответствии с международным стандартом IEC 61850. Также был проведен анализ поэтапного перехода от классической подстанции к цифровой.

Ключевые слова: декарбонизация, цифровая энергетика, цифровая подстанция, цифровизация, цифровая трансформация, уровень процесса, шина процесса, протокол.

О. ГРИБ, Г. СЕНДЕРОВИЧ, О. ДЯЧЕНКО, С. ШВЕЦ, И. ЯРОВА FROM CLASSIC TO DIGITAL SUBSTATION

The existing model of electricity management is losing its capabilities every day. That is, it is about the urgency of changing the model of operation and interaction of components of the power industry to make networks more sensitive to the load from changing sources of generation in a changing demand. The challenge faced by utility providers at the municipal level is to increase competition by increasing the distributed available supply of energy services. Thus, energy service providers must act proactively to meet the needs of consumers, offering them individually optimized service, while protecting the confidentiality of operations and ensuring secure control over the data of transactions between energy market participants. The specifics of changing renewable energy sources, in addition to the problems of ensuring a sustainable supply of energy in accordance with demand, requires the creation of capacity to accumulate energy regenerated at a certain time, rapid balancing and quality management of energy itself. These challenges can be overcome by creating an artificially "intellectualized" energy system, energy from an operational point of view should also become "smarter" and more efficient. One of the key elements of intelligent power systems are digital substations, which provide a new level of development

© О. Г. Грив, Г. А. Сендерович, О. В. Дяченко, С. В. Швець, І. С. Ярова, 2021

in the management of technological processes of transmission and distribution of electricity. The transition to digital signal transmission at all levels of substation management will create a technological infrastructure for the implementation of information and analytical systems, reduce errors of electricity, reduce capital and operating costs for substation maintenance, and increase electromagnetic safety and reliability of microprocessor devices. Introduction of digitized systems, provides higher speed and security of information transfer, interchangeability of individual system components, increase system reliability. The main idea of digital substations is to organize the exchange of information between different intelligent electronic devices and automation systems of different levels of control using data transmission protocols. The principles of information exchange at digital substations are most fully formed by the group of IEC 61850 standards. The authors of the article considered the advantages of using digital control systems developed in accordance with the international standard IEC 61850.

Keywords: decarbonization, digital energy, digital substation, digitization, digital transformation, process level, process bus, protocol.

Вступ. Енергетичні системи майбутнього все більше декарбонізуються, розподіляються і перетворюються в цифрову форму. Така фундаментальна трансформація йде повним ходом і перед усіма зацікавленими сторонами виникає широкий спектр проблем. Тільки цифровізація дозволить нам впоратися з цими проблемами. Забезпечення успіху цифрової трансформації в енергетичному секторі вимагає рішучості, гнучкості і розумних інвестицій в інтелектуальні цифрові технології. Такий підхід є єдиним способом керувати поточними завданнями, створюючи при цьому достатню свободу дій, щоб активно формувати майбутнє. Інвестиції в інноваційні технології сьогодні створюють перспективні електричні мережі, що відрізняються надійністю і ефективністю [1, 2].

Останнім часом все більше приділяється увага цифровій енергетиці. Це пов'язано з дистанційним контролем який швидко зростає в індустрії виробництва електроенергії. Цифрові послуги дозволяють в більшій мірі турбуватися про своїх клієнтів. Розширені послуги діагностики забезпечують в повному обсязі збір даних, аналіз, зберігання, і різнобічні можливості звітності, які використовуються для того, щоб допомогти у виявленні аномальних умов експлуатації енергетичного обладнання. Отримана інформація на основі діагностики з відповідними рекомендаціями дозволяє зробити достовірні рішення про хід дій. Рішення, засновані на фактах, припускають фінансові переваги для клієнтів [3].

Підвищення адаптації активів та підтримка надійності системи при одночасному зменшенні матеріальних та трудових витрат є критично важливою рівновагою для багатьох керівників підстанцій (ПС) [4, 5]. Тому на думку авторів цифрова підстанція (ЦПС) може стати ключовим словом для вирішення цих проблем.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. ЦПС представляють науковий інтерес для провідних зарубіжних і українських вчених. Серед яких слід відзначити особливий внесок таких вчених як Holbach J., Rodriguez J., Bautista Flores J., Brunner C., Кириленко О. В., Буткевич О. Ф., Балашов О. В. та ін. [6–16].

Електроенергетика переживає важливі зміни, які стосуються також і системи автоматизації ПС – SAS (Substation Automation System). Результатом технологічного прогресу стали елементи конфігурації і документування в системі збору даних. Головною вимогою до системи збору даних є здатність мікропроцесорних електронних пристроїв до обміну

технологічними та сервісними даними. Основними вимогами до системи є:

- високошвидкісний обмін даними мікропроцесорних електронних пристроїв між собою (одноранговий зв'язок);

- прив'язка до локальних обчислювальних систем (ЛОС) ПС;

- висока надійність, швидкодія, відповідність стандартам [1, 3].

За останнє десятиріччя різко зросло використання "цифрових" інформаційних даних. Виникла необхідність у створенні нової інформаційної моделі комунікації для автоматичного управління великою кількістю пристроїв і зв'язку різних пристроїв один з одним, у тому числі в галузі електроенергетики. Таку модель було розроблено і стандартизовано відповідно до міжнародного стандарту IEC 61850 (Communication networks and systems in substations – Мережі та системи зв'язку на підстанціях), який став основою для створення ЦПС і одним з ключових елементів інтелектуальних електроенергетичних систем, який виводить на новий рівень управління технологічними процесами передавання і розподілу електроенергії [17, 18].

Метою статті є розгляд переваг при застосуванні цифрових систем управління з використанням IEC 61850 та аналіз поетапного переходу від класичної ПС до цифрової ПС.

Виклад основного матеріалу. Під терміном «цифрова підстанція» мається на увазі автоматизована ПС, обладнана взаємодіючими в режимі єдиного часу цифровими інформаційними і керуючими системами, яка функціонує без присутності постійного чергового персоналу [17–19]. ЦПС має високий рівень автоматизації, в ній практично всі процеси інформаційного обміну між елементами ПС, а також управління роботою ПС здійснюються в цифровому вигляді на основі стандартів серії IEC 61850. ЦПС 110–220 кВ або вузлова ЦПС з вищою напругою 35 кВ, від РП СН і НН від якої електрична енергія розподіляється по електричній мережі називається – цифровим живлячим центром. Також до ЦПС належить цифрова електрична мережа. Її можливо охарактеризувати як організаційно-технічне об'єднання електричних мережних об'єктів, оснащених цифровими системами вимірювання параметрів режиму мережі, моніторингу стану обладнання та ліній електропередачі, захисту та протиаварійної автоматики, мережевого і об'єктового управління, інформаційний обмін між якими здійснюється за єдиними протоколами із забезпеченням синхронізації за часом рис. 1, б [19].

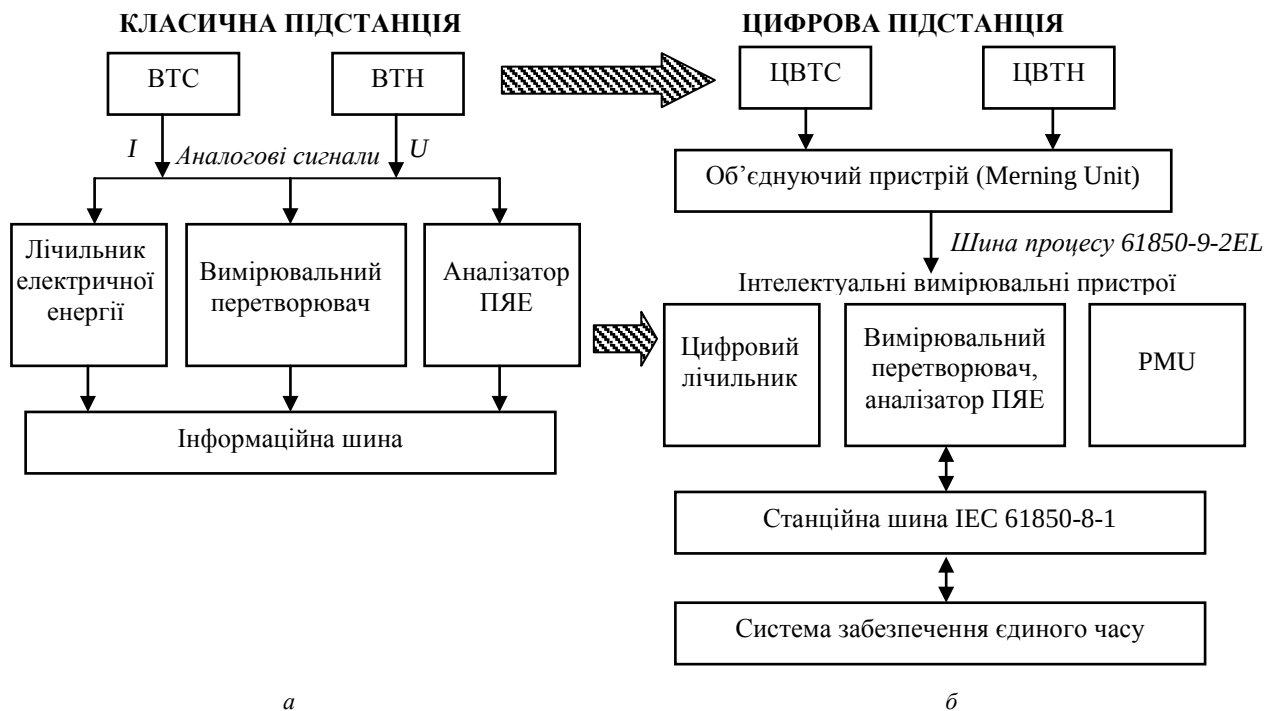


Рис. 1. Підстанції:
а – класична; б – цифрова

На рис. 1, а і б зображені класична і цифрова підстанції з вимірювальними трансформаторами струму (ВТС), вимірювальними трансформаторами напруги (ВТН). Для спрощення рисунку не показані пристрої релейного захисту та автоматики (РЗА), що входять в склад ПС. В ЦПС відповідно, цифрові ВТС (ЦВТС), цифрові ВТН (ЦВТН). В обох ПС наявний аналізатор показників якості електроенергії (ПЯЕ).

Головними перевагами ЦПС є:

- висока надійність та якість передачі сигналів. Здатність глибокої самодіагностики цифрових пристроїв забезпечує максимальну життєздатність ПС. Будь-яке погіршення працездатності фіксуються в режимі реального часу;

- наявність цифрової обробки сигналів;
- відсутність насичення та ферорезонансу в цифрових перетворювачах;
- відсутність впливу силового обладнання на вторинні кола;

- мала кількість кабельно-провідникової продукції. Цифрова реалізація допомагає зменшити фізичний розмір ПС і навіть переміщати роботи по конфігурації і тестуванню при прийнятно-здавальних випробуваннях на енергетичне підприємство;

- відсутність масти, целюлози та елегазу;
- низькі затрати на монтаж та експлуатацію устаткування;

- оптимізація роботи. Аналіз який виконується цифровими схемами ПС дозволяє проводити ретельний моніторинг обсягу даних, що надходять з станційного устаткування, щодо його проектних рівнів;

- скорочення витрат на обслуговування. ЦПС

детально відслідковує всі процеси що відбуваються в обладнанні. Інтелектуальні системи аналізу даних надають рекомендації з технічного обслуговування і ремонту. Це дозволяє переходити на прогностичне або надійно-орієнтоване обслуговування, уникаючи незапланованих простоїв і надзвичайних витрат на ремонт.

- покращені комунікаційні можливості, обмін даними між інтелектуальними пристроями, як всередині, так і між міжрегіональними ПС, оптимізований через Ethernet. Якісні локальні і глобальні блоки контролю дозволяють проводити обмін даними на ПС, а також між ПС. Прямі зв'язки між ПС, без необхідності транзиту через центр управління, зменшують час реагування [5, 19].

Архітектура ЦПС. Робота ЦПС заснована на архітектурі, яка дозволяє проводити експлуатаційні вимірювання в реальному часі за даними від первинної системи. Ці дані отримуються за допомогою датчиків, вбудованих в первинну систему.

Рівень процесу. Обмін між пристроями, відбувається за результатами вимірювань що базуються на "шині процесу" (рис. 1). Найголовніше в тому, що інтелектуальні пристрої та системи можуть відразу обробити ці оперативні дані в межах ПС [20].

Прописавшись як клієнти потоку даних по шині процесу Ethernet, інформація від енергетичної системи доводиться набагато більш ефективно, до рівня центральних терміналів, ніж в звичайних дротових схемах. Обмін даними відбувається за результатами вимірювань за допомогою шини процесу (рис. 1, б). Найголовніше в тому, що інтелектуальні пристрої спільно з пристроями ПС, (реле захисту, реєстратори, блоки вимірювання векторів (фаз), контролери

терміналів, багатофункціональні контролери або керуючі пристрої), можуть відразу обробити оперативні дані.

Шина процесу також здійснює зв'язок, через який інформація від первинного, вуличного обладнання йде назад до апаратури контролю станції – вона забезпечує зворотний зв'язок на ПС. У повністю цифровій архітектурі, керуючі команди (команди оператора, спрацювання захисту) також направляються на первинні пристрої через шину процесу, в протилежному напрямку [20].

Шина процесу, таким чином, підтримує термінове обслуговування.

Рівень інтелектуальних електронних пристроїв. Пристрої між шиною процесу і станційною шиною історично визначені як "вторинне обладнання". У ЦПС, ці пристрої є інтелектуальними вимірювальними пристроями (рис. 1, б), які взаємодіють з потоками через шину процесу, і також з пристроями в стійках терміналів, з іншими терміналами, і цифровою системою управління через шину станції.

Рівень об'єктів контролю станції. Цифрова шина ПС (станційна шина рис. 1, б), набагато більша, ніж традиційна SCADA шина, так як дозволяє кільком клієнтам обмінюватися даними, вона підтримує рівноправну взаємодію пристроїв, а також обмін між ПС. Найчастіше використовуються для високошвидкісного обміну бінарною інформацією протокол GOOSE [17, 18].

Перехід до цифрової ПС. Якщо електростанція знаходиться у віддаленому районі, інноваційним буде використання ЦПС, що дозволяє обслуговувати установки для виробництва електроенергії в цифровому режимі без участі фахівців. Використовуючи надійну операційну систему, яка поєднує в собі нові розробки в області аналізу даних, підключення та кібербезпеки з перевіреними можливостями віддаленого обслуговування і оптимізації. Наприклад, якщо наявні навантаження які швидко змінюються, пов'язані з не запланованим виробництвом енергії, то вони впливають на навантаження трансформатора. При великому навантаженні трансформатор перегрівається. Якщо ПС є цифровою, датчик повідомляє про це, вимірявши температуру масла і струм обмотки, направляє результати на сервер. Це дозволяє уникнути пошкодження, аж до відключення живлення. Навіть в разі збою сенсора швидко з'ясовується, де знаходиться даний пристрій. Особливо важливо це у віддалених районах. Сервісні інженери негайно реагують і тим самим знижують ризик відключення. Віддалений контроль, моніторинг стану і діагностики, продовжує термін експлуатації і служби. Віртуальне управління пропонує більш високу доступність і надійність, поряд з підвищеною експлуатаційною гнучкістю [3].

Побудова ЦПС передбачає:

- підвищення надійності функціонування обладнання;
- зниження витрат на експлуатацію обладнання;
- підвищення ефективності використання

основного обладнання.

Комплексний підхід до створення систем автоматизації і рішень для ЦПС включає в себе:

- єдину концепцію створення систем телемеханіки, автоматики і цифрових систем з можливістю поетапного розвитку;

- максимальну сумісність рішень по ЦПС з існуючими і багаторазово впроваджуваними рішеннями по автоматизованим системам управління трансформаторними підстанціями (АСУ ТП), (РЗА), системою збору і передавання інформації (СЗПІ);

- відповідність міжнародним стандартам;

- визначення пріоритетів впровадження різних елементів ЦПС, виходячи з витрат і очікуваного ефекту;

- оптимізацію архітектури ЦПС для досягнення максимального економічного ефекту за рахунок застосування багатофункціональних пристроїв [3].

При цьому питання інтеграції складних видів електротехнічного обладнання і, в першу чергу, силових трансформаторів, автотрансформаторів і шунтуючих реакторів, комплектних розподільчих установок елегазових (КРУЕ), вимикачів розглядаються в контексті функцій самостійного аналізу даних і самодіагностики. Передбачається, що в "розумних" мережах з необслуговуваними ПС буде встановлено "інтелектуальні" трансформатори, під якими розуміються трансформатори, які забезпечують максимально можливий контроль стану всіх систем (активної частини, масла, вводів, системи охолодження, регулювання під навантаженням (РПН), технологічних захистів), самодіагностику і видачу рекомендацій щодо подальших дій у разі появи пошкодження, яке розвивається, або його ненормованого впливу на трансформатор.

Варіант побудови ЦПС для реконструйованих об'єктів. Одночасний перехід на цифрову передачу даних в рамках всього об'єкта є досить складним завданням. Для частково реконструйованих і розширюваних ПС використовується комбіноване технічне рішення, яке забезпечує для нових і реконструйованих приєднань повний обсяг функцій АСУ ТП, а для існуючих приєднань – функції СЗПІ (збір дискретних сигналів і вимірювання з прямим введенням) [3].

Перехід до ЦПС відбувається поетапно. На першому етапі встановлюються мікропроцесорні системи захисту з урахуванням вимог стандарту IEC 61850. При цьому реалізується передача даних між терміналами по цифровому інтерфейсу Ethernet за допомогою протоколу Generic Object Oriented Substation Event (GOOSE) – повідомлень для пристроїв у мережах високої напруги (рис. 2). Протокол, описаний в IEC 61850-8-1, для передачі даних за технологією «видавець-передплатники», призначений для передачі широкомовних повідомлень (дискретних сигналів) про події на ПС [3, 17, 18].

Для середньої напруги передачу даних можна залишати без змін і виконувати її по контрольному кабелю при здійсненні передачі даних в АСУ ТП відповідно до рекомендацій IEC 61850.

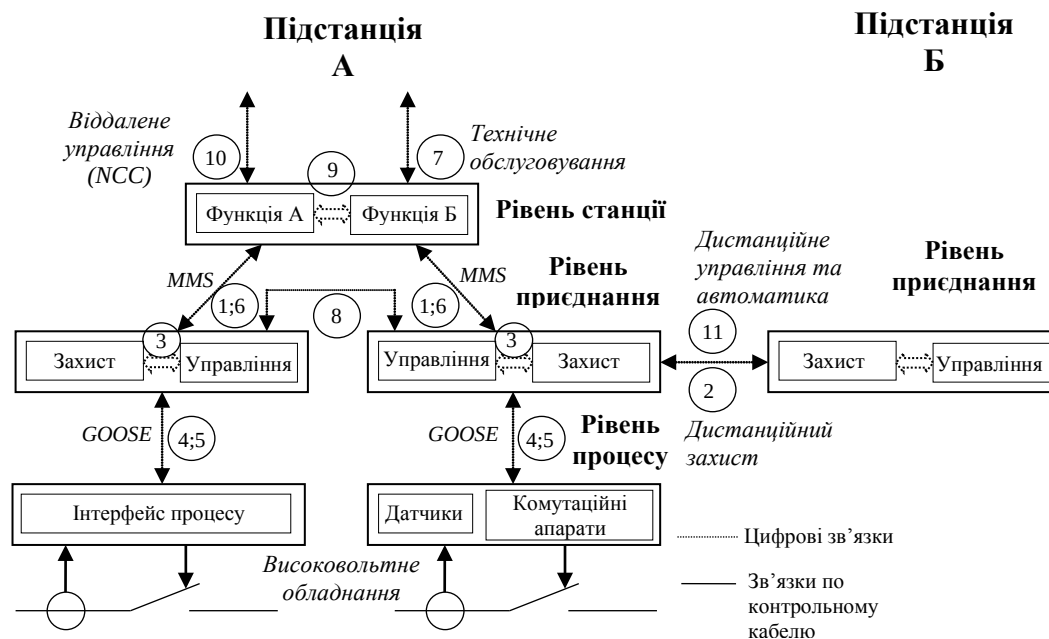


Рис. 2. Архітектура системи зв'язку між двома ЦПС

В подальшому перейти до використання MMS (Manufacturing Message Specification) – протокол, описаний в IEC 61850-8-1, для передачі даних за технологією «клієнт-сервер», який використовується для обміну даними, результатами вимірювань, діагностичними повідомленнями, передачі команд управління та інших цілей [3].

Перша глава стандарту випущена у вигляді технічного звіту і служить введенням в серію стандартів IEC 61850. У розділі описані базові принципи, покладені в основу системи автоматизації, що працює відповідно до IEC 61850. Першою главою стандарту визначена трирівнева архітектура системи автоматизації, що включає рівень процесу, рівень приєднання і рівень станції. Спочатку стандартом була визначена лише система автоматизації в рамках одного об'єкта і зв'язок між декількома ПС не був включений до моделі. Пізніше модель була розширена та описана другою редакцією стандарту, де передбачені також зв'язки між ПС у середині кожного з рівнів. Між рівнями описана структура інформаційного обміну. Перелік інтерфейсів і їх призначення приведених на рис. 2: 1 – обмін сигналами функцій захисту між рівнями приєднання і станції; 2 – обмін сигналами функцій захисту між рівнем приєднання одного об'єкта і рівнем приєднання суміжного об'єкта; 3 – обмін даними в рамках рівня приєднання; 4 – передача миттєвих значень струму і напруги від вимірювальних перетворювачів (рівень процесу) пристроям рівня приєднання; 5 – обмін сигналами функцій управління обладнанням рівня процесу і рівня приєднання; 6 – обмін сигналами функцій управління між рівнем приєднання і рівнем станції; 7 – обмін даними між рівнем станції і віддаленим робочим місцем інженера; 8 – прямий обмін даними між приєднаннями, зокрема, для реалізації швидкодіючих функцій, таких як

оперативне блокування; 9 – обмін даними в рамках рівня станції; 10 – обмін сигналами функцій управління між рівнем станції і віддаленим диспетчерським центром; 11 – обмін сигналами функцій управління між рівнями приєднання двох різних об'єктів, наприклад, дискретними сигналами для реалізації оперативного блокування або іншої автоматизації [3, 17, 18].

У разі поетапного переходу пристрої РЗА на об'єкті необхідно встановлювати з підтримкою класичної та цифрової схеми вимірювань. На другому етапі здійснюється: заміна або додаткове установлення нових вимірювальних трансформаторів струму і напруги, які працюють на цифровому принципі; перехід на повністю цифровий обмін між пристроями РЗА, а також управління комутаційними апаратами за стандартом IEC 61850. Дискретні виходи, які призначено для передачі команд управління на приводи комутаційних апаратів, залишаються задіяними для дублювання цифрової передачі під час управління [3].

На останньому етапі здійснюються заміна первинного обладнання енергооб'єкта, а також модернізація інших систем: щит постійного струму, щит власних потреб, впроваджуються системи діагностики первинного обладнання тощо.

Висновки. Авторами статті при розгляді цифрових систем управління, розроблених на основі серії протоколів IEC 61850, були виділені такі головні переваги:

- скорочення часу і вартості впровадження інтелектуальних пристроїв в системи управління розподільними мережами;
- оптимізація обладнання та зниження кількості виїздів на об'єкти;
- підвищення спостережливості і керованості ділянок середньої і низької напруги мережі, в тому

числі областей розподіленої генерації.

Поетапний перехід від класичної до цифрової підстанції, яка базується на ІЕС 61850, дозволяє зменшити загальну вартість підстанції. Зменшений розмір і вага вимірювальних трансформаторів, цифрових приладів захисту і контролю забезпечують привабливі переваги, дозволяючи будівництво компактних підстанцій, обмежених розмірів.

Список літератури

1. *Стан і перспективи розвитку технологій «інтелектуальних» електромереж, управління попитом та систем режимного управління в умовах розвитку поновлювальних джерел енергії у зарубіжній енергетичній сфері*. Київ: НППР ОЕС України, відділ інформаційно-аналітичної роботи департаменту міжнародного співробітництва та євроінтеграції, 2018. 122 с.
2. *Диджиталізація в енергетичному секторі*. URL: <https://avenston.com/articles/digitalization-in-the-energy-sector/> (дата звернення: 15.01.2021).
3. *Аналіз зарубіжної практики впровадження автоматизованих систем управління технологічними процесами в електроенергетиці*. Київ: Науково-технічний центр електроенергетики, відділ інформаційно-аналітичного забезпечення зарубіжною інформацією ВП НТЦЕ ДП «НЕК Укренерго», 2014. 114 с.
4. Ровных Е. А. Цифровая экономика. Инструменты стимулирования производства инновационных товаров. *Компетентность*. 2017. № 9–10/150–151. С. 4–12.
5. *Цифровая энергетика и виртуальные электростанции*. URL: <https://www.elec.ru/articles/cifrovaya-energetika-i-virtualnye-elektrostantsii/> (дата звернення: 15.01.2021).
6. Holbach J., Rodriguez J., Wester C., Baigent D., Frisk L., Kunsman S., Hossenlopp L. Status on the first IEC 61850 based protection and control, multi-vendor project in the United States. *Power systems conference: advanced metering, protection, control, communication, and distributed resources*. (13–16 March 2007, Clemson). Clemson, 2007. P. 254–277.
7. Bautista Flores J., Garcia-Colon V. R., Melendez Roman C. G., Robles Ramirez E., Rasgado Casique J. P. First multivendor 400 kV transmission line protection scheme using an IEC 61850-9-2 digital network for optical CT's and protection relays. *CIGRE Session*. (26–31 August 2012, Paris).
8. Brunner C. IEC 61850 & Smart Grids. *PAC World Magazine*. 2013.
9. *European Smart Grids Technology Platform*. URL: http://ec.europa.eu/research/energy/pdf/smartgrids_en.pdf (дата звернення: 19.01.2021).
10. Быковская Е. Н., Харчилава Г. П., Кафиятуллина Ю. Н. Современные тенденции цифровизации инновационного процесса. *Управление*. 2018. № 1 (19). С. 38–43.
11. Кириленко О. В., Буткевич О. Ф., Денисюк С. П., Левітський В. Г., Рибина О. Б. Інформатизація та інтелектуалізація систем керування в електроенергетиці: деякі підсумки за останні роки. *Технічна електроенергетика*. 2007. № 3. С. 51–58.
12. Балашов О. В. Информационная безопасность в интеллектуальных электроэнергетических сетях. *Энергоэксперт*. 2016. № 1. С. 77–79.
13. Белогорьев А. М., Бушуев В. В., Громов А. И., Куричев Н. К., Мастепанов А. М., Троицкий А. А. *Тренды и сценарии развития мировой энергетики в первой половине XXI века*. Москва: ИД «Энергия», 2011. 68 с.
14. Гриб О. Г., Сендерович Г. А., Дяченко О. В., Карпалюк І. Т., Швець С. В. Аналіз перспектив розвитку цифрової енергетики в Україні. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv: NTU "KhPI". 2020. No. 1. P. 85–90. doi: 10.20998/2411-3441.2020.1.12
15. Ткаченко В. В. Оцінка кібербезпеки Smart Grid систем. *Zenodo*. Київ, 2019. С. 113–119.
16. Сокол Е. И., Гриб О. Г., Белов Н. С., Гапон Д. А., Шевченко С. Ю. Сетецентрическое диспетчерское управление в электроэнергетике. *Вісник НТУ «ХПІ»*. Харків: НТУ «ХПІ». 2015. № 12 (1121). С. 18–21.
17. *Обзор стандарта МЭК 61850*. URL: [http://cons-systems.ru/m-k-](http://cons-systems.ru/m-k-61850)

61850 (дата обращения: 26.01.2021).

18. *Стандарт підприємства загальні технічні вимоги до автоматизованих систем керування технологічними процесами підстанцій 220-750 кВ ОЕС України*. Київ: НЕК Укренерго, 2018. 46 с.
19. Сопель М. Ф., Денисюк С. П., Сподинський О. В., Цифрова підстанція. Переваги та особливості. *Праці Інституту електродинаміки НАН України: зб. наук. пр.* Київ: ІЕД НАНУ. 2011. № 30. С. 14–17.
20. *HardFiber – шина процесу згідно МЭК 61850. Брошура GE Multilink*. URL: http://gedigitalenergy.com/products/brochures/HardFiber_ru (дата звернення: 20.01.2021).

References (transliterated)

1. *Stan i perspektivy rozvytku tekhnolohiy «intelektual'nykh» elektromerezh, upravlinnya popytom ta system rezhymnoho upravlinnya v umovakh rozvytku ponovlyuvalnykh dzhерel enerhiyi u zarubizhnyy enerhetychnyy sferi* [Status and prospects of development of technologies of "intelligent" power grids, demand management and regime management systems in the conditions of development of renewable energy sources in the foreign energy sphere]. Kyiv, NPTsR OES Ukrayiny, viddil informatsiyno-analitychnoyi roboty departamentu mizhnarodnoho spivrobitnytstva ta yevrointegratsiyi Publ., 2018. 122 p.
2. *Dydzhyalizatsiya v enerhetychnomu sektori* [Digitization in the energy sector]. Available at: <https://avenston.com/articles/digitalization-in-the-energy-sector/> (accessed 15.01.2021).
3. *Analiz zarubizhnoyi praktyky vprovadzhennya avtomatyzovanykh system upravlinnya tekhnolohichnykh protsesamy v elektroenerhetytsi* [Analysis of foreign practice of introduction of automated control systems of technological processes in electric power industry]. Kyiv, Naukovo-tekhnichnyy tsentr elektroenerhetyky, viddil informatsiyno-analitychnoho zabezpechennya zarubizhnoyu informatsiyeyu VP NTTSE DP "NEK Ukrenerho" Publ., 2014. 124 p.
4. Rovnykh E. A. Tsifrovaya ekonomika. Instrumenty stimulirovaniya proizvodstva innovatsionnykh tovarov [The digital economy. Tools to stimulate the production of innovative products]. *Kompetentnost'*. 2017, no. 9–10/150–151, pp. 4–12.
5. *Tsifrovaya energetika i virtual'nye elektrostantsii* [Digital power and virtual power plants]. Available at: <https://www.elec.ru/articles/cifrovaya-energetika-i-virtualnye-elektrostantsii/> (accessed 15.01.2021).
6. Holbach J., Rodriguez J., Wester C., Baigent D., Frisk L., Kunsman S., Hossenlopp L. Status on the first IEC 61850 based protection and control, multi-vendor project in the United States. *Power systems conference: advanced metering, protection, control, communication, and distributed resources*. (13–16 March 2007, Clemson). Clemson, 2007. P. 254–277.
7. Bautista Flores J., Garcia-Colon V. R., Melendez Roman C. G., Robles Ramirez E., Rasgado Casique J. P. First multivendor 400 kV transmission line protection scheme using an IEC 61850-9-2 digital network for optical CT's and protection relays. *CIGRE Session*. (26–31 August 2012, Paris).
8. Brunner C. IEC 61850 & Smart Grids. *PAC World Magazine*. 2013.
9. *European Smart Grids Technology Platform*. Available at: http://ec.europa.eu/research/energy/pdf/smartgrids_en.pdf (accessed 19.01.2021).
10. Bykovskaya E. N., Kharchilava G. P., Kafiyatullina Yu. N. Sovremennyye tendentsii tsifrovizatsii innovatsionnogo protsesssa [Modern trends in the digitalization of the innovation process]. *Upravlenie*. 2018, no. 1 (19), pp. 38–43.
11. Kyrylenko O. V., Butkevych O. F., Denysyuk S. P., Levit's'ky V. H., Rybina O. B. Informatyzatsiya ta intelektualizatsiya system keruvannya v elektroenerhetytsi: deyaki pidsumky za ostanni roky [Informatization and intellectualization of control systems in electric power industry: some results for the last years]. *Tekhnichna elektrodynamika*. 2007, no. 3, pp. 51–48.
12. Balashov O. V. Informatsionnaya bezopasnost' v intelektual'nykh elektroenergeticheskikh setyakh [Information security in smart electric networks]. *Energoekspert*. 2016, no. 1, pp. 77–79.
13. Belogor'ev A. M., Bushuev V. V., Gromov A. I., Kurichev N. K., Mastepanov A. M., Troitskiy A. A. *Trendy i stsennarii razvitiya mirovoy energetiki v pervoy polovine XXI veka* [Trends and scenarios for the development of world energy in the first half of the

- XXI century]. Moscow, Energiya Publ., 2011. 68 p.
14. Hryb O. H., Senderovych H. A., Dyachenko O. V., Karpalyuk I. T., Shvets' S. V. Analiz perspektyv rozvytku tsyfrovoyi enerhetyky v Ukraini [Analysis of digital energy development prospects in Ukraine]. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2020, no. 1, pp. 85–90. doi: 10.20998/2411-3441.2020.1.12
15. Tkachenko V. V. Otsinka kiberbezpeky Smart Grid system [Estimation of cybersecurity of Smart Grid systems]. *Zenodo*. Kyiv Publ., 2019, pp. 113–119.
16. Sokol E. I., Grib O. G., Belov N. S., Gapon D. A., Shevchenko S. Yu. Setetsentricheskoe dispetcherskoe upravlenie v elektroenergetike [Network-centric dispatching management in electric power industry]. *Visnyk NTU "KhPI"* [Bulletin of the National Technical University "KhPI"]. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2015, no. 12 (1121), pp. 18–21.
17. *Obzor standarty MEK 61850* [Review of the IEC 61850 standard]. Available at: <http://cons-systems.ru/m-k-61850> (accessed 26.01.2021).
18. *Standart pidpryyemstva zahal'ni tekhnichni vymohy do avtomatyzovanykh system keruvannya tekhnolohichnykh protsesamy pidstantsiy 220-750 kV OES Ukrainy* [Enterprise standard general technical requirements for automated process control systems of 220-750 kV substations of UES of Ukraine]. Kyiv, NEK Ukrenerho Publ., 2018. 46 p.
19. Sopel' M. F., Denysyuk S. P., Spodyns'kyi O. V., Tsyfrova pidstantsiya. Perevahy ta osoblyvosti [Digital substation. Advantages and features]. *Pratsi Instytutu elektrodynamiky NAN Ukrainy: zb. nauk. pr.* [Proceedings of the Institute of Electrodynamics of the National Academy of Sciences of Ukraine: a collection of scientific papers]. Kyiv, IED NANU Publ., 2011, no. 30, pp. 14–17.
20. *HardFiber – shyna protsesu z-hidno MEK 61850. Broshura GE Multilink* [HardFiber – process bus according to IEC 61850. GE Multilink brochure]. Available at: http://gedigitalenergy.com/products/brochures/HardFiber_ru (accessed 20.01.2021).

Надійшло (received) 04.02.2021

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Гриб Олег Герасимович (Гриб Олег Герасимович, Hryb Oleh) – доктор технічних наук, професор, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», завідувач кафедри «Автоматизація та кібербезпека енергосистем»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-4758-8350>; e-mail: oleg47gryb@gmail.com

Сендерович Геннадій Аркадійович (Сендерович Геннадий Аркадьевич, Senderovich Gennady) – доктор технічних наук, професор, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», професор кафедри «Автоматизація та кібербезпека енергосистем»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-5823-5692>; e-mail: sengennadii@gmail.com

Дяченко Олександр Васильович (Дяченко Александр Васильевич, Diachenko Oleksandr) – кандидат технічних наук, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», старший викладач кафедри «Автоматизація та кібербезпека енергосистем»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-7232-6585>; e-mail: diachenko.a.v@ukr.net

Швець Сергій Вікторович (Швец Сергей Викторович, Shvets Serhii) – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри «Автоматизація та кібербезпека енергосистем»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-3716-141X>; e-mail: se55sh32@gmail.com

Ярова Інна Сергіївна (Яровая Инна Сергеевна, Yarova Inna) – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», магістр, завідувач лабораторією кафедри «Автоматизація та кібербезпека енергосистем»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-3716-5987>; e-mail: yarovaya.inna75@gmail.com

**В. Л. ЧУХЛІБ, А. В. АШКЕЛЯНЕЦЬ, С. О. ГУБСЬКИЙ, О. В. ПЕТРОВ, О. М. ДУВАНСЬКИЙ,
В. О. ПАЛІЄНКО, А. О. ОКУНЬ**

РОЗРОБКА ТЕХНОЛОГІЧНОЇ КОНЦЕПЦІЇ ПРОЕКТУВАННЯ ПРОЦЕСІВ КУВАННЯ З УРАХУВАННЯМ ВПЛИВУ РЕЖИМУ ДЕФОРМУВАННЯ НА ЯКІСТЬ ПОКОВОК

Окреслені основні напрями досліджень, які полягають у застосуванні і створенні нових підходів щодо розробки і вдосконалення технологічних процесів кування з отриманням поковок прогнозованої якості, що засновані на визначенні нерівномірності деформації та поздовжньої кривизни при зміні напрямку деформування при виконанні операцій осаджування та протягування. Розроблений метод прогнозування об'ємної нерівномірності деформації в процесах гарячого деформування на основі теоретичного визначення зони максимальної нерівномірності деформації в перерізі поковки та пов'язаної з нею поздовжньої кривизни. Раніше вказаний підхід щодо прогнозування об'ємної нерівномірності деформації металу при куванні був невідомий. Це дає можливість оцінювати і визначати раціональні режими деформації при куванні для одержання необхідних властивостей виробів. З використанням розробленого методу можливо проведення дослідження нових схем кування валів та дисків і встановлені поля розподілу нерівномірності деформації в об'ємі заготовок, які дозволяють встановити раціональні режими кування і забезпечать підвищення рівномірності розподілу механічних властивостей виробів та зниження викривлення поковки. При застосуванні запропонованого методу розроблені нові технологічні процеси виготовлення поковок.

Ключові слова: кування, нерівномірність деформації, якість, поковка, осаджування, протягування, кривизна.

**В. Л. ЧУХЛЕБ, А. В. АШКЕЛЯНЕЦ, С. А. ГУБСКИЙ, А. В. ПЕТРОВ, А. Н. ДУВАНСКИЙ,
В. А. ПАЛИЕНКО, А. А. ОКУНЬ**

РАЗРАБОТКА ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ КОНЦЕПЦИИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ПРОЦЕССОВ КОВКИ С УЧЕТОМ ВЛИЯНИЯ РЕЖИМА ДЕФОРМИРОВАНИЯ НА КАЧЕСТВО ПОКОВОК

Очерчены основные направления исследований, которые заключаются в применении и создании новых подходов к разработке и совершенствованию технологических процессовковки с получением поковок прогнозируемого качества, основанные на определении неравномерности деформации и продольной кривизны при изменении направления деформирования при выполнении операций осадки и протяжки. Разработанный метод прогнозирования объемной неравномерности деформации в процессах горячего деформирования на основе теоретического определения зоны максимальной неравномерности деформации в сечении поковки и связанной с ней продольной кривизны. Ранее указанный подход к прогнозированию объемной неравномерности деформации металла при ковке был неизвестен. Это дает возможность оценивать и определять рациональные режимы деформации при ковке для получения необходимых свойств изделий. С использованием разработанного метода возможно проведение исследования новых схемковки валов и дисков и установлены поля распределения неравномерности деформации в объеме заготовок, которые позволяют установить оптимальные режимыковки и обеспечат повышение равномерности распределения механических свойств изделий и снижения искажения поковки. При применении предложенного метода разработаны новые технологические процессы изготовления поковок.

Ключевые слова: ковка, неравномерность деформации, качество, поковка, осадка, протяжка, кривизна.

V. CHUKHLIB, A. ASHKELIANETS, S. GUBSKI, O. PETROV, O. DUVANSKI, V. PALIENKO, A. OKUN DEVELOPMENT OF A TECHNOLOGICAL CONCEPT FOR DESIGNING FORGING PROCESSES TAKING INTO ACCOUNT THE INFLUENCE OF THE DEFORMATION MODE ON THE QUALITY OF FORGING PIECES

The main directions of research are outlined, which consist in the application and creation of new approaches to the development and improvement of technological processes of forging with obtaining forged piece of a predicted quality, based on determining the unevenness of deformation and longitudinal curvature when changing the direction of deformation during upsetting and broaching operations. The developed method for predicting the volumetric non-uniformity of deformation in the processes of hot deformation based on the theoretical determination of the zone of maximum non-uniformity of deformation in the section of the forged piece and the associated longitudinal curvature. Previously, this approach to predicting the volumetric unevenness of metal deformation during forging was unknown. This makes it possible to evaluate and determine the rational modes of deformation during forging to obtain the required properties of products. Using the developed method, it is possible to study new schemes for forging shafts and disks and determine the distribution fields of non-uniformity of deformation in the volume of workpieces, which make it possible to establish optimal forging modes and ensure an increase in the uniformity of distribution of the mechanical properties of products and reduce the distortion of the forging. When applying the proposed method, new technological processes for the manufacture of forged piece have been developed.

Keywords: forging, uneven deformation, quality, forged piece, deposition, broaching, curvature.

Вступ. На заводах виробництво кованих заготовок у ковальських цехах носить одиничний і дрібносерійний характер. Для розробки нових виробів розробляють сотні технологічних процесів, проектують і виготовляють оснастку. Нерідко служби заводу настільки перевантажені обсягом технологічних розробок, що змушені обмежуватися лише короткою проробкою технологічних процесів кування. При цьому число величин, що

регламентують технологічний процес, скорочується до мінімуму. При такій постановці справи виконується лише вимога отримати поковку в задані терміни [1–22].

Одним із шляхів підвищення якості технологічної підготовки ковальського виробництва є розробка методів прогнозування якості поковок при куванні і подальша механізація праці інженера-технолога з застосуванням сучасної комп'ютерної

техніки [8, 16-21]. Такі методи розрахунків сприяють спрощенню технологічних розробок. Необхідність у приведенні конкретних розрахунків продиктована тією обставиною, що зазвичай при спробі повторити розрахунок технологічного процесу кування, в загальному вигляді висвітленого у літературі, інженери-технологи, як правило, не отримують очікуваного результатів [13].

Останнє пояснюється відсутністю єдиного методу і достатньої кількості розрахункових даних, перевірених практикою, і тому в кожному технологічному процесі виявляється багато незрозумілих місць, де закладені індивідуальні міркування інженера-технолога, який створив технологію.

В основу угруповання поковок повинна бути покладена спільність форми поковок, ідентичність інструменту на основних операціях і спільність технологічних операцій.

Інформаційний огляд. Задача прогнозування і управління технологічністю металу при куванні і показниками якості поковок не є новою [2, 4, 7, 14, 15]. Вона виникла і розвивалася разом з процесами кування. Зі збільшенням обсягу виробництва поковок зростає обсяг браку і невиробничі втрати. Підвищуються вимоги до якості поковок. Якість продукції повинна відповідати вимогам міжнародних стандартів і рівня досягнень науки і техніки. Стає все очевидніше, що традиційний контроль якості технологічного процесу і поковок не відповідає сучасним вимогам. Завдання полягає в тому, щоб якість не тільки контролювати, але і управляти процесом її формування, забезпечувати технічні та економічні вимоги споживачів поковок.

Рішення задачі управління якістю вимагає системного підходу, врахування всіх етапів виробничого циклу, включаючи технологічну підготовку виробництва, контроль якості. Управління якістю передбачає на етапі конструкторської підготовки виробництва тісну взаємодію конструктора, технолога і матеріалознавця; на етапі виготовлення – взаємодію технолога, майстра та дослідника.

Можна говорити, що для цього є об'єктивні умови. Освоюються автоматизовані кувальні комплекси (АКК), управління яких здійснюється з допомогою ЕОМ.

Завдання підвищення якості поковок необхідно формулювати, виходячи з конкретних умов. Можна виділити дві постановки задачі:

- 1) Істотне підвищення якості поковки, що супроводжується зміною технічних вимог (стандарту).
- 2) Забезпечення якості, яка регламентується стандартом, при найкращих техніко-економічних показниках виробництва.

Якість не є самоціллю. У кінцевому рахунку потрібна не якість сама по собі, а підвищення ефективності виробництва. Таким чином, рішення проблеми якості поковок і ефективності виробництва пов'язане з реалізацією принципу «необхідну якість при найпростішій технології».

Управління якістю поковок має метою встановлення, забезпечення і підтримання якості поковок на рівні стандартів. Управління якістю вирішується на рівні підприємства і має своєю метою підвищення ефективності ковальського виробництва, по-перше, внаслідок формування необхідних технологічних властивостей металу, по-друге, формування необхідної якості поковки при мінімальній її собівартості.

Під технологічними властивостями стали розуміють пластичність, опір деформуванню, твердість, теплопровідність, схильність до стійкого перегріву та ін. Під якістю металу розуміють щільність, механічні властивості, макро- і мікроструктуру.

Модель формування якості поковок і технологічних властивостей металу при куванні розробляють на етапі технологічного проектування [3, 6, 23–25]. Модель не може врахувати всіх випадкових факторів виробництва. Тому на етапі виготовлення поковки її коригують. У цьому й проявляється сутність управління. Ефективність управління оцінюють наслідками коригування моделі: відбувається зниження браку і собівартості, забезпечується при цьому якість при максимальному випуску поковок.

Провідним принципом є уніфікація і стандартизація методів прогнозування, контролю й оцінки показників якості. Необхідна уніфікація методів визначення технологічних властивостей і показників якості металу при контролі та дослідженні якості поковок. Необхідна суворе регламентація даних про процес виготовлення – від процесу виплавки до контролю якості деталей. Ця інформація є базою контролю, аналізу і вироблення керуючих впливів за якістю [12].

Якість поковки зумовлюється якістю вихідного (литого) металу і змінюється в процесі теплового і пластичного впливу на метал в залежності від зміни в часі головних технологічних факторів процесу обробки (температури, напруг, деформацій). Шляхів такого впливу може бути безліч. Однак обирають один з них – раціональний для фіксованої вихідної якості металу. Таким чином, головними факторами, що визначають якість поковки, є початкова якість металу і режим зміни температури, напруг та деформацій.

Традиційно формування якості при виготовленні поковки зводиться до підтримання якості злитка і зміни головних технологічних параметрів у заданому (проектному) діапазоні. Раціональну розробку проектного технологічного процесу будують за принципом гарантування необхідної якості при найбільш несприятливих поєднаннях головних факторів [23, 26–30]. Як правило, оцінку відповідності фактичних показників якості поковки технологічним вимогам здійснюють на фініші. На ранніх стадіях виготовлення браку виявляється лише при явному руйнуванні металу. Прихований брак проходить весь цикл виробництва.

Управління якістю поковок має новизну в тому,

що з усіх можливих шляхів теплового і пластичного впливу на метал в якості раціонального обирається той, який забезпечує необхідну технологічність металу і якість поковок при більш строгому фіксованому діапазоні зміни головних чинників якості. У процесі виготовлення поковки ведуть контроль цих головних чинників. У разі відхилення їх від норми технологічний процес на наступних стадіях обробки коригують, щоб уникнути отримання браку в межах дотримання теплового і пластичного впливу. Саме в цьому підході реалізується принцип «необхідну якість при найпростішій технології».

Якість оцінюють відповідністю фактичних показників процесу проектним на кожній стадії виготовлення. За цією оцінкою виробляють заходи впливу на якість через керовані фактори на наступних стадіях виробництва.

Найважливіші керовані технологічні фактори на всіх стадіях обробки – температура, ступінь і швидкість деформації металу. Ці фактори найбільшою мірою впливають на формування технологічних властивостей і якість поковок. Вони досить легко фіксуються і гнучкі в управлінні [5, 9, 11, 24].

Важливим фактором формування якості поковки є ступінь деформації. По-перше, деформація призводить до заковування усадочних дефектів і підвищення щільності металу; для отримання щільного металу необхідна деяка мінімальна величина деформації. Роль теплової обробки в цьому невелика. По-друге, деформація сприяє руйнуванню литої структури, подрібненню крупного зерна перегріву. Але на ці процеси впливає також і температура. Тому необхідно оцінювати вплив обох факторів та з їх урахуванням розробляти процес і управляти якістю поковки.

Роль напруг у формуванні якості поковок проявляється меншою мірою. Лише при куванні малопластичної сталі цей чинник набуває вирішального значення. Однак його можна врахувати при проектуванні технології шляхом вибору раціонального ковальського інструменту і режиму кування. Керувати напругою в процесі виготовлення поковки важче, ніж температурою та деформацією.

Можна зробити висновок про те, що наукова основа управління базується на методах прогнозування якості, які, як складова частина, пов'язані з використанням математичних моделей, що описують деформації і температуру оброблюваного металу і зв'язок з ним і властивостей і структури металу. Ці методи можуть бути використані для проведення обчислювального експерименту як засіб для розробки науково обґрунтованих рекомендацій.

Постановка задачі. Продукція, що отримується вільним куванням, у більшості випадків, належить до виробів відповідального призначення, які повинні мати унікальний набір механічних характеристик. Такими виробами є, наприклад, довгомірні вали і диски різних типорозмірів, що виготовляються як зі сталей (вуглецевих і спеціальних), так і з титанових сплавів. Водночас для їх отримання при куванні, зазвичай, використовується комбінування основних

ковальських операцій: протягування і осаджування.

Відомі основні підходи до виконання цих операцій з одержанням необхідного середнього рівня механічних характеристик поковок, але це супроводжується нерівномірним розподілом властивостей в об'ємі металу. Це зумовлене, зокрема, нестачею знань щодо закономірностей впливу комбінування осаджування та протягування при невизначеності доцільних умов деформування (ступеня деформації, схеми кантувань, відносної подачі, температури обробки, геометрії зони формозмінення, міждеформаційних пауз тощо). Також необхідно враховувати ймовірність поздовжнього викривлення поковки при протягуванні, що істотно впливає на якість продукції і пов'язане з нерівномірністю деформації. Отже, практично не розвинутий метод розрахунку раціональних параметрів процесу кування прогнозуванням рівня і розподілу механічних властивостей поковок. Усе це призводить вже на етапі проектування процесу кування до призначення завищених показників деформаційного перероблення, підвищення енергоємності та трудомісткості отриманої продукції.

Дотепер не існує методу оцінки раціонального співвідношення характеристик формозміни металу при варіації напрямку деформування шляхом комбінування осаджування та протягування, а також виникаючої при цьому нерівномірності розподілу деформації, що також може призводити до поверхневого тріщиноутворення поковок. Особливо це стосується титанових сплавів, оскільки для них температурно-деформаційні параметри кування істотно пов'язані з температурою поліморфних перетворень у процесі деформування.

Відсутність цих даних призводить до того, що при деформації металу куванням з використанням комбінування різноспрямованих операцій протягування і осаджування неможливо спрогнозувати нерівномірність деформації та забезпечення її зниження. Тому робота, що присвячена дослідженню закономірностей формування характеристик якості поковок шляхом розробки методів отримання поковок прогнозованої якості, є актуальною.

Розробка методу прогнозування нерівномірності деформації металу в процесах кування. При куванні поковок якість металу, його макроструктура, суцільність і механічні властивості змінюються в залежності від ступеня деформації.

При вивченні впливу ступеня деформації на властивості поковки користуються поняттями: уков за операцію, уков за винос і загальна величина укова за весь процес виготовлення поковки.

Поняття загального укова має фізичний сенс лише при послідовному виконанні ряду однорідних операцій, наприклад при виконанні протягування за кілька виносів. Якщо при виготовленні поковки застосовуються різноманітні операції, наприклад, осаджування і протягування, то між результуючою (загальною) деформацією і механічними властивостями металу немає однозначного зв'язку, як

при куванні з застосуванням тільки протягування або тільки осаджування. У цьому випадку немає сенсу розраховувати загальну величину укова, що характеризує сумарну деформацію при протягуванні і осаджуванні. Між тим у заводській практиці в таких випадках нерідко роблять розрахунок загального укова. В одних випадках загальний уков визначається як добуток величин укову при протягуванні і осаджуванні, в інших – як їх сума. В обох випадках величина загального укова не може дати уявлення про якість кованого металу, зокрема про його механічні властивості.

Для оцінки якості поковки в залежності від ступеня деформації при різномірних операціях кування (осаджування та протягування) необхідно знати послідовність виконання цих операцій і величину деформацій в кожній з них.

У результаті нерівномірності деформації при протягуванні, так і при осаджуванні величина місцевої деформації по перетину та довжині поковки може бути різною, в той час як відношення площ поперечних перерізів заготовки і поковки дає лише поняття про середню деформацію (уков).

Якщо поковка достатньою мірою продеформована при заготівельних операціях, то вплив величини укову на макроструктуру і механічні властивості металу за останній винос (тобто при оздоблювальних операціях) різко зменшується. У цьому випадку термомеханічний режим кування за останній винос, зокрема величина укову і температурний інтервал кування, визначають головним чином мікроструктуру і пов'язані з нею механічні властивості металу. Однак подальша термообробка може повністю зняти ефект впливу кування на мікроструктуру металу.

Величина укову за останній винос з урахуванням температурного інтервалу кування робить істотний вплив на якість поковки в тому випадку, коли:

1. Поковка не піддавалася термообробці з перекристалізацією структури.
2. Поковка виготовляється з інструментальної заевтектної і ледібуритної сталі.
3. Поковка виготовляється зі сталі, яка не має фазових перетворень.

Вплив загальної величини деформації на якість металу значною мірою залежить від умов кування. Під умовами кування слід розуміти сукупність основних технологічних параметрів (відносна подача, форма бойків і заготовки, ступінь одиничного обтиснення і т. ін.), що визначають схему напруг і деформацій в металі.

При розробці технологічного процесу кування перед технологом постає завдання отримати поковку високої якості за мінімальною трудомісткістю. Для цього необхідно встановити мінімальну величину деформації, при якій забезпечуються високі механічні властивості металу і заварювання дефектів усадочного походження.

Тепер технолог не має в своєму розпорядженні усіх необхідних даних для найкращого рішення цієї задачі з урахуванням максимальних робочих напруг,

яким піддається деталь і призначення поковки.

У технічних умовах на поковки зазвичай задаються механічні властивості, які визначаються на зразках, вирізаних з певних ділянок поковки. Стандарт встановлює групи поковок і основні технічні вимоги до приймання і постачання їх. Вихідним матеріалом для виготовлення поковок можуть бути злитки, ковані або катані заготовки, а також безпереволиті заготовки.

Наявність поверхневих дефектів не є єдиною причиною незадовільної якості поковок. Аналіз заводської документації показує, що при ультразвуковому контролі в поковках іноді виявляються і внутрішні дефекти – поздовжні або поперечні тріщини. З цієї причини на підприємствах бракується значна кількість поковок.

Встановлено, що в більшості випадків причиною руйнування поковок поряд з незадовільною якістю поверхні вихідних злитків є недосконалість технології кування, недосконалість існуючого інструменту та устаткування, а також нераціональні режими виконання основних ковальських операцій (осаджування, протягування).

Все це свідчить про важливість заходів, спрямованих на поліпшення якості поковок, що виготовляються методами вільного кування.

При підборі відповідних умов гарячої пластичної деформації метал може володіти найбільшою технологічною пластичністю і заданими механічними властивостями. Усі процеси і явища, що супроводжують пластичну деформацію, від яких залежить пластичність та інші механічні властивості деформованого металу, можна змінювати в бажаному напрямку, змінюючи термомеханічні фактори: напружений стан, схему деформації, температуру, ступінь і швидкість деформації.

У цілому механічні властивості поковки забезпечуються:

1. Вибором відповідної марки сталі.
2. Вихідною якістю злитка, що залежать від методу виплавлення, умов кристалізації і т. ін.
3. Умовами нагріву і температурним інтервалом кування.
4. Термомеханічним режимом кування.
5. Термічною обробкою поковок.

Таким чином, якість поковок обумовлюється всім технологічним процесом їх виготовлення.

Для області обробки металів тиском найбільш істотним є термомеханічний режим кування. При пластичній деформації злитка відбувається зміна щільності металу, його макроструктури та механічних властивостей. У виробничих умовах основним показником, що дозволяє технологам якоюсь мірою судити про отримання необхідних властивостей металу в результаті кування, є величина укову. Проте дослідження показують, що при одній і тій же мірі укову механічні властивості поковки змінюються в залежності від механічного режиму кування. Але в заводській практиці зазвичай це не враховується, оскільки режим кування вивчений недостатньо.

Розроблений технологічний процес кування повинен відповідати вимогам технологічності та

раціональності стосовно до конкретних умов ковальського виробництва.

Проектування технологічного процесу кування повине включати наступні операції:

- вибір схеми кування та визначення переходів з урахуванням вимог до якості поковки; при цьому розглядаються всі технологічно можливі варіанти;
- вибір інструменту або конструювання нового;
- визначення розмірів заготовки і вибір пріоритетного виду заготовки (злиток, прокат, кована заготовка) з урахуванням заводського сортаменту;
- вибір основного технологічного устаткування (прес, молот);
- призначення температурного інтервалу кування;
- призначення режиму охолодження (термообробки) поковки.

Процес проектування технології ускладнюється тим, що на більшості заводів тією чи іншою мірою відсутні знання, що встановлюють правила раціонального виконання окремих технологічних операцій. Це призводить до суб'єктивізму у вирішенні багатьох технологічних питань і знижує якість технологічних розробок і відповідно техніко-економічні показники ковальського виробництва.

Отже, необхідна розробка науково обґрунтованого методу проектування технології кування з урахуванням узагальненого виробничого досвіду і подальше впровадження цього методу на реальних промислових умовах.

Якість продукції повинна відповідати вимогам стандартів, тобто важливим є не тільки отримання необхідної геометрії поковки, але і досягнення необхідного рівня механічних властивостей. Зазвичай виробник продукції звертає увагу лише на дотримання високого рівня механічних властивостей та високої точності геометричних параметрів, однак, неврахованим фактором є рівномірність розподілення деформації і, як наслідок, механічних властивостей виробів. Рівномірність напружено-деформованого стану в процесі деформації, і як наслідок – рівномірність розподілення механічних властивостей в металі, залежить від способу обробки тиском, а саме – вільним куванням. Набути рівномірності напружено-деформованого стану в даному процесі обробки тиском складно, але зменшити нерівномірність у процесі кування можливо за допомогою варіювання параметрів процесу як осаджування, так і протягування. Для цього необхідно спрогнозувати нерівномірність деформації при виконанні ковальських операцій.

На основі теоретичного визначення зони максимальної нерівномірності деформації в перерізі поковки та пов'язаної з нею поздовжньої кривизни розроблено метод прогнозування об'ємної нерівномірності деформації металу в процесах кування, який дає можливість оцінювати і визначати раціональні режими деформації при куванні для одержання необхідних властивостей виробів.

Для прогнозування об'ємної нерівномірності деформації металу в процесах кування і, відповідно, прогнозування нерівномірності розподілу механічних

властивостей був розроблений метод, згідно з яким у кожному перерізі, що піддається аналізу на нерівномірність деформації, знаходиться точка з максимальним значенням деформації (рис. 1). Далі відносно неї через центр перетину проводиться лінія. У цілому по перетину проводяться чотири лінії (включаючи лінію з точкою з максимальним значенням деформації), які розташовані під кутом 45° одна до одної. Далі на кожен ліній наносяться 6 контрольних точок симетрично до точки з максимальним значенням та симетрично до центру перерізу, як показано на рис. 1 (густина кольору в цьому перерізі відповідає величині інтенсивності деформації).

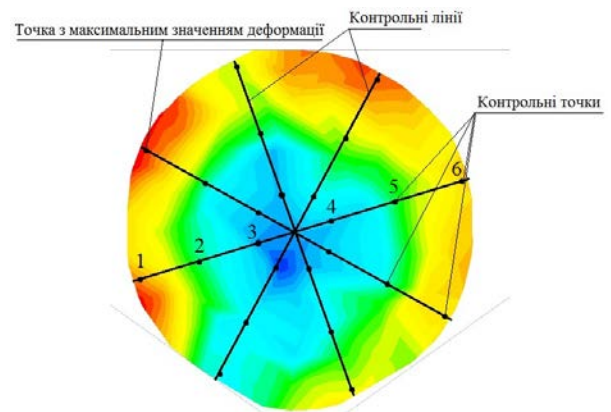


Рис. 1. Схема розташування ліній та контрольних точок у перерізі при осаджуванні та протягуванні заготовок при використанні розробленого методу прогнозування об'ємної нерівномірності деформації металу

Для оцінки рівномірності розподілення деформацій, яка представляє собою найменше відхилення показників деформації між собою в перерізі, на основі розробленого методу розраховується показник нерівномірності деформації K_n за формулою (1):

$$K_n = \frac{\varepsilon_i}{\varepsilon_{\max}}, \quad (1)$$

де ε_i – величина деформації в контрольній точці; $\varepsilon_{\max}$ – максимальна величина деформації в перерізі.

Показник K_n може приймати значення не більше одиниці, оскільки є відношенням показників деформації в контрольних точках перерізу до максимального значення деформації в перерізі. При цьому необхідно враховувати той факт, що коли значення показника нерівномірності деформації K_n приймає своє максимальне значення, яке дорівнює 1, то це відповідає рівномірній деформації (в цьому випадку відносяться між собою різні точки тіла, які мають однакове значення деформації – тобто ми маємо рівномірну деформацію). Чим менше значення показника нерівномірності деформації K_n від одиниці, тим більша нерівномірність деформації. Коли якась ділянка металу не підлягає деформації, але попадає в перетин, що розглядається, то K_n приймає своє мінімальне значення – $K_n = 0$.

Аналіз результатів дослідження формозміни металу за розробленим методом при визначенні нерівномірності деформації при куванні необхідно проводити в поперечних перерізах поковки на етапі осаджування та на етапі протягування. На кожному етапі необхідно розраховувати показник нерівномірності деформації K_n , як мінімум, у трьох перерізах по висоті для осаджування та у трьох перерізах по довжині для протягування, як зображено на рис. 2 та 3.

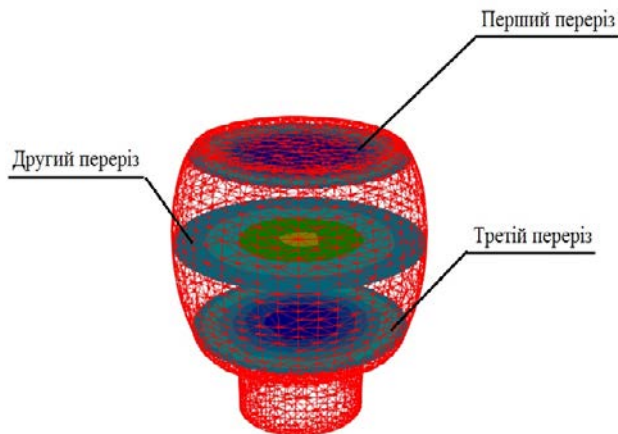


Рис. 2. Схема розташування перерізів при використанні розробленого методу визначення нерівномірності деформації для операції осаджування

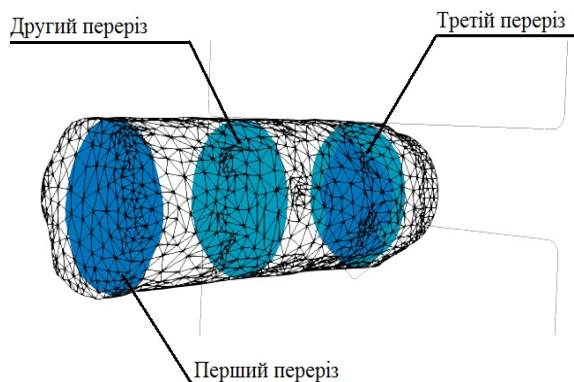


Рис. 3. Схема розташування перерізів при використанні розробленого методу визначення нерівномірності деформації для операції протягування

Розробка методу визначення викривлення поковки в процесі протягування при куванні. Якість продукції складається з двох загальних засад – це геометричні показники поковки, куди входить поздовжня кривизна, а так само – високий рівень механічних властивостей. Ці складові якості повинні відповідати вимогам стандартів, що регулюють показники рівня механічних властивостей, так і показники геометричних розмірів. Останнє звичайно представлено в стандартах у вигляді допустимих відхилень розмірів поковки, а так само – величин припусків, які в свою чергу закривають неточності розмірів і кривизни поковки шаром додаткового металу, який буде видалений при подальшій механічній обробці. Збільшення цього шару металу призводить до підвищених витрат металу при

виготовленні деталі, і як наслідок – до більшої собівартості деталі та зменшення коефіцієнта використання металу.

Поздовжнє викривлення заготовки також зумовлене нерівномірністю деформації і може призвести до небажаних витрат металу і особливо енергетичних витрат на правлення поковки. Регулюванням параметрів процесу можливе досягнення високої точності геометрії поковки, зокрема, її прямолінійності, і відповідно – досягнення позитивних результатів в економічному плані. Тому для дослідження впливу параметрів кування на викривлення поковки був розроблений метод визначення викривлення поковки. Даний метод полягає в порівнянні абсолютних величин відхилення центру в контрольних перетинах поковки від центру «основного» перерізу поковки, розташованого на середині ширини бойка.

Коефіцієнт, який показує ступінь кривизни поковки по горизонтальній і вертикальній складових, був названий «коефіцієнт викривлення» ($K_{\text{викр}}$). Він може приймати значення від -1 до $+1$, оскільки є відношенням величини відхилення в поточному перерізі до максимальної величини відхилення від центральної осі поковки. Позитивний чи негативний знак показника визначається зміщенням центру контрольного перерізу вздовж осі в позитивну або негативну область, відносно «основного» перерізу.

На рис. 4 зображена схема визначення зміщення центру контрольного перерізу по горизонталі (по осі Y) й вертикалі (по осі Z), від центральної осі поковки, яка проходить через центр «основного» перетину.

Викривлення заготовки призводить до збільшення енергетичних витрат і витрат металу при фінальних операціях кування, тобто правлення на спеціальному обладнанні, а також механічної обробки поковки. Тому дослідження впливу параметрів операцій кування при ковальській витяжці на ступінь викривлення поковки є важливим і розроблений метод визначення викривлення в процесі кування дозволяє оцінити ступінь кривизни поковки від застосованої схеми кантовок, не вдаючись до абсолютних величин, які можуть змінюватись у залежності від типорозміру поковки.

Коефіцієнт $K_{\text{викр}}$ розраховується за формулою (2) для осі Z :

$$K_{\text{викр}} = \frac{h_{\text{викр}i}}{h_{\text{викр} \max}}, \quad (2)$$

де $h_{\text{викр}i}$ – поточна величина викривлення в даному перерізі по осі Z ; $h_{\text{викр} \max}$ – максимальна величина викривлення поковки по осі Z .

І за формулою (3) для осі Y :

$$K_{\text{викр}} = \frac{b_{\text{викр}i}}{b_{\text{викр} \max}}, \quad (3)$$

де $b_{\text{викр}i}$ – поточна величина викривлення в даному перерізі по осі Y ; $b_{\text{викр} \max}$ – максимальна величина викривлення поковки по осі Y .

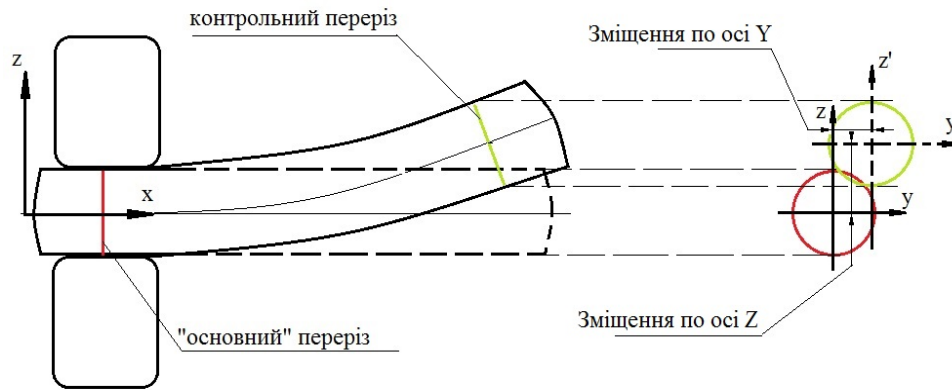


Рис. 4. Схема визначення зміщення центру контрольного перерізу при протягуванні відносно центру «основного» перерізу за розробленим методом визначення викривлення поковки

Аналіз розроблених методів показав, що вони придатні для розробки технологій виробництва поковок шляхом визначення раціональних параметрів процесу кування.

Висновки. Рівномірність напружено-деформованого стану в процесі деформації, і як наслідок – рівномірність розподілення механічних властивостей в металі, залежить від схеми деформації при вільному куванні. А саме можливість прогнозувати нерівномірність деформації дає можливість досягнення рівномірного напружено-деформованого стану металу і тому дослідження впливу параметрів операцій кування на напружено-деформований стан є важливою. Окрім цього викривлення поковки призводить до зниження точності геометричних розмірів та якості металу, у зв'язку з подальшим правлінням на спеціальному обладнанні або пресі, яке призводить до наведення додаткової нерівномірності деформації в об'ємі поковки, а також створює додаткові згинальні напруги, небажані для готового виробу. Також, подальше правління непрямої поковки призводить до збільшення енергетичних витрат, а також витрат металу при фінальній механічній обробці. У відповідності з вищесказаним, був розроблений метод оцінки кривизни поковки в процесі кування. Даний метод дозволяє оцінити ступінь викривлення поковки від застосованої схеми кантувань, не вдаючись до абсолютних величин, які можуть змінюватись в залежності від типорозміру поковки. Аналіз та оцінка кривизни поковки показали, що розроблений метод надає високої точності результати і придатний для раціонального проектування виробництва поковок, шляхом визначення раціональних параметрів схем кантувань для усунення необхідності застосування правління поковки, яке створює небажані залишкові згинальні напруги, а також наводить додаткову нерівномірність деформації металу.

У результаті був розроблений метод прогнозування об'ємної нерівномірності деформації в процесах гарячого деформування на основі теоретичного визначення зони максимальної нерівномірності деформації в перерізі поковки та пов'язаної з нею поздовжньої кривизни. З

використанням розробленого методу можуть бути проведені дослідження нових схем кування валів та дисків і встановлені поля розподілу нерівномірності деформації в об'ємі заготовок, які дозволять встановити раціональні режими кування і забезпечити підвищення рівномірності розподілу механічних властивостей виробів та зниження викривлення поковки. При застосуванні запропонованого методу можуть бути розроблені нові технологічні процеси виготовлення поковок на основі проведених досліджень з урахуванням технологічних особливостей кожної з поковок.

Список літератури

1. Титов Ю. А., Титов А. Ю. *Свободная ковка. Основные операции и технологии*. Ульяновск: УлГТУ, 2011. 73 с.
2. Тюрин В. А., Савонькин М. Б. Стадийность процесса и потокораспределение при осадке плитой с осевым отверстием. *Кузнечно-штамповочное производство*. 2009. № 3. С. 17–20.
3. Алиев И. С., Марков О. Е., Олешко М. В., Злыгоров В. Н. Применение способов осадки слитков кольцами в процессахковки валов. *Обработка металлов давлением: сб. науч. тр.* Краматорск: ДГМА. 2010. № 2. С. 94–98.
4. Олешко В. М., Станков Ю. Н., Кальченко П. П., Грачев И. А., Савчинский И. Г. Усовершенствование технологического процесса изготовления поковок типа пластин. *Удосконалення процесів та обладнання обробки тиском в машинобудуванні та металургії*. Краматорськ: ДДМА. 2003. С. 312–315.
5. Зильберг Ю. В. *Теория обработки металлов давлением*. Дніпропетровськ: Пороги, 2009. 434 с.
6. Клименко П. Л. *Упрочнение стали при горячей деформации*. Днепропетровск: Пороги, 2009. 103 с.
7. Соколов Л. Н., Марков О. Е., Протеняк М. В., Олешко В. М. Сравнительный анализ вариантов изготовления поковок типа пластин. *Удосконалення процесів та обладнання обробки тиском в машинобудуванні та металургії*. Краматорськ: ДДМА. 2002. № 3. С. 75–80.
8. Кухар В. В. Моделирование формоизменения металла при осадке цилиндрических заготовок выпуклыми продолговатыми плитами. *Вестник Хмельницкого Нац. ун-та*. Хмельницкий: ХНУ. 2008. № 5. С. 204–208.
9. Онищенко А. К., Беклемишев Н. Н. *Теория промышленнойковки стали и сплавов*. Москва: Спутник, 2011. 244 с.
10. Гринкевич В. А., Чухлеб В. Л., Банашек Г. Математическое моделирование и оптимизация операций прошивки при изготовлении колец и бандажей. *Металлургическая и горнорудная промышленность*, 2002. № 2. С. 44–46.
11. Данченко В. М., Гринкевич В. О., Головки О. М. *Теория процесів обробки металів тиском*. Дніпропетровськ: Пороги, 2008. 370 с.
12. Шейнман Е. Л. Современная классификация и тенденция развития ОМД в США. *Кузнечно-штамповочное производство*. 2007. № 4. С. 28–34.

13. Кобелев А. Г., Тюрин В. А., Шаронов М. А., Антощенко Ю. М. *Теория и технология процессовковки и прессования: составление чертежа поковки и разработка технологииковки*. Москва: МИСиС. 2002. 64 с.
14. Кухар В. В., Тузенко О. О., Балалаева О. Ю., Василевский О. В. Розробка автоматизованої методики апроксимації діаграм рекристалізації для вибору термомеханічних режимів кування, що підвищують експлуатаційні властивості поковок валів. *Вісник Вінницького політехнічного інституту*. Вінниця: ВВІП. 2015. № 2. С. 123–130.
15. Шелаев И. П. Совершенствование термомеханических режимовковки. *Кузнечно-штамповочное производство*. 2007. № 9. С. 31–33.
16. Дья Х. FORGE 3 в моделировании процессов обработки давлением. *Сучасні проблеми металургії*. 2002. Т. 5. С. 27–33.
17. Dya H., Szota P., Mroz S. 3D Fem modeling and its experimental verification of the rolling of reinforcement rod. *Journal of Materials Processing Technology*. 2004. Vol. 153–154. P. 115–121.
18. Dya H., Banaszek G., Mroz S., Berski S. Modelling of shape anvils in free hot forging of long products. *Journal of Materials Processing Technology*. 2004. Vol. 157–158. P. 131–137.
19. Данченко В. Н., Миленин А. А., Кузьменко В. И., Гринкевич В. А. *Компьютерное моделирование процессов ОМД. Численные методы*. Днепропетровск: Системные технологии, 2005. 448 с.
20. Berski S., Dya H., Milenin A., Janik M. Strain and stress analysis in forward extrusion process of bimetallic rods. *Наукові вісті. Сучасні проблеми металургії. Пластична деформація металів*. 2002. Т. 5. С. 250–254.
21. Фомичев А. Ф., Панин С. Ю. Выбор оптимального способа изготовления поковок с использованием компьютерных программ. *Кузнечно-штамповочное производство*. 2014. № 8. С. 31–34.
22. Соколов Л. М., Алиев И. С., Марков О. Е., Алиева Л. И. *Технологія кування*. Краматорськ: ДДМА, 2011. 268 с.
23. Кальченко П. П., Марков О. Е. *Новые технологические процессыковки крупных прессовых поковок*. Краматорськ: ДГМА, 2014. 100 с.
24. Ставский Ю. Н., Чухлеб В. Л. Ресурсосбережение в процессах обработки металлов давлением: состояние, проблемы, перспективы. *Вестник Нац. техн. ун-та «ХПИ»*. Харьков: НТУ «ХПИ». 2009. № 1. С. 93–102.
25. Чухлеб В. Л., Тумко А. Н., Ашкелянцев А. В. Основы разработки технологических процессов обработки давлением сталей и сплавов с прогнозируемым уровнем качества металлопродукции. *Вестник Нац. техн. ун-та «ХПИ»*. Харьков: НТУ «ХПИ». 2011. № 1. С. 110–120.
26. Гринкевич В. А., Чухлеб В. Л., Банашек Г., Ашкелянцев А. В. Теоретические исследования кузнечной операции протяжки при использовании схемы деформации «проходами». *Вестник Нац. техн. ун-та «ХПИ»*. Харьков: НТУ «ХПИ». 2014. № 44. С. 28–34.
27. Гринкевич В. А., Чухлеб В. Л., Сальников А. С., Тумко А. Н., Ашкелянцев А. В., Банашек Г. Исследование различных схем осадки на прессе заготовки сплава ЭИ698-ВД путем математического моделирования. *Обработка металлов давлением: сб. науч. тр.* Краматорськ: ДДМА. 2013. № 4 (37). С. 3–8.
28. Чухлеб В. Л., Клемешов С. С., Гринкевич В. О., Дья Х. Дослідження напружено-деформованого стану при протягуванні титанового сплаву з метою оптимізації параметрів кування. *Вестник Нац. техн. ун-та «ХПИ»*. Харьков: НТУ «ХПИ». 2015. № 24. С. 159–166.
29. Коган М. А. Совершенствование технологииковки валов на ковочном гидравлическом прессе усилием 20 МН. *Металлургическая и горнорудная промышленность*. 2002. № 8–9. С. 494–495.
30. Марков О. Е. Решение задач пластического деформирования МКЭ. *Металлургическая и горнорудная промышленность*. 2002. № 8–9. С. 563–566.
- Ulyanovsk, UIGTU Publ., 2011. 73 p.
2. Tyurin V. A., Savon'kin M. V. Stadiynost' protsessa i potokoraspredelenie pri osadke plitami s osevim otverstiem [Staging of the process and flow distribution during upsetting slabs with an axial hole. Forging and stamping production]. *Kuznechno-shampovnochnoe proizvodstvo*. 2009. no. 3, pp. 17–20.
3. Aliev I. S., Markov O. E., Oleshko M. V., Zlygorev V. N. Primenenie sposobov osadki slitkov kol'tsami v protsessakh kovki valov [Application of methods of upsetting ingots in rings in the processes of forging shafts]. *Obrabotka metallov davleniem: sb. nauch. tr.* [Metal forming: a collection of scientific papers]. Kramatorsk, DGMA Publ., 2010, no. 2, pp. 94–98.
4. Oleshko V. M., Stankov Yu. N., Kal'chenko P. P., Grachev I. A., Savchinskiy I. G. Usovershenstvovanie tekhnologicheskogo protsessa izgotovleniya pokovok tipa plastin [Improvement of the technological process for the manufacture of plate-type forgings]. *Udoskonalennyya protsesiv ta obladnannya obrobky tyskom v mashynobuduvanni ta metalurhiyi* [Highly detailed processes and possession of processing with a vice in a machine for production and metallurgy]. Kramatorsk, DDMA Publ., 2003, pp. 312–315.
5. Zil'berg Yu. V. *Teoriya obrabotki metallov davleniem* [Theory of metal forming]. Dnipropetrovsk, Porohy Publ., 2009. 434 p.
6. Klimenko P. L. *Uprochnenie stali pri goryachey deformatsii* [Strengthening of steel during hot deformation]. Dnepropetrovsk, Porogi Publ., 2009. 103 p.
7. Sokolov L. N., Markov O. E., Protenyak M. V., Oleshko V. M. Sravnitel'nyy analiz variantov izgotovleniya pokovok tipa plastin [Comparative analysis of options for the manufacture of forgings of the plate type]. *Udoskonalennyya protsesiv ta obladnannya obrobky tyskom v mashynobuduvanni ta metalurhiyi* [Highly detailed processes and possession of processing with a vice in a machine for production and metallurgy]. Kramatorsk, DDMA Publ., 2002, no. 3, pp. 75–80.
8. Kukhar V. V. Modelirovanie formoizmeneniya metalla pri osadke tsilindricheskikh zagotovok vypuklyymi prodolgovatyimi plitami [Modeling of metal shape change during upsetting of cylindrical blanks with convex elongated plates]. *Vestnik Khmel'niitskogo Nats. un-ta* [Bulletin of Khmelnytsky National University]. Khmelnytsky, KhNU Publ., 2008, no. 5, pp. 204–208.
9. Onishchenko A. K., Beklemishev N. N. *Teoriya promyshlennoy kovki stali i splavov* [Theory of industrial forging of steel and alloys]. Moscow, Sputnik Publ., 2011. 244 p.
10. Grinkevich V. A., Chukhleb V. L., Banashek G. Matematicheskoye modelirovaniye i optimizatsiya operatsiy proshivki pri izgotovlenii kolets i bandazhey [Mathematical modeling and optimization of piercing operations in the manufacture of rings and bandages]. *Metallurgicheskaya i gornorudnaya promyshlennost'*, 2002. № 2. P. 44–46.
11. Danchenko V. M., Hrynkevych V. O., Holovko O. M. *Teoriya protsesiv obrobky metaliv tyskom* [Theory of metal forming processing]. Dnipropetrovsk, Porohy Publ., 2008. 370 p.
12. Sheynman E. L. Sovremennaya klassifikatsiya i tendentsiya razvitiya OMD v SShA [Modern classification and development trend of metal forming in the USA]. *Kuznechno-shampovnochnoe proizvodstvo*. 2007, no. 4, pp. 28–34.
13. Koblelev A. G., Tyurin V. A., Sharonov M. A., Antoshchenkov Yu. M. *Teoriya i tekhnologiya protsessov kovki i pressovaniya: sostavlenie chertezha pokovki i razrabotka tekhnologii kovki* [Theory and technology of forging and pressing processes: Drawing up a forging drawing and developing a forging technology]. Moscow, MISiS Publ., 2002. 64 p.
14. Kukhar V. V., Tuzenko O. O., Balalayeva O. Yu., Vasylevskyy O. V. Rozrobka avtomatyzovanoj metodyky aproksymatsiyi diahram rekrystalizatsiyi dlya vyboru termomekhanichnykh rezhimiv kuvannya, shcho pidvyshchuyut' ekspluatatsiyi vlastyosti pokovok valiv [Development of an automated technique for approximating diagrams of recrystallization for the vibration of thermo-mechanical modes of a kuvannya, so that the exploitation of the power of forgings of rollers is improved]. *Visnyk Vinnyts'koho politekhnichnogo instytutu* [Visnyk of Vinnytsia Polytechnical Institute]. Vinnytsa, VVPI Publ., 2015, no. 2, pp. 123–130.
15. Shelaev I. P. Sovershenstvovanie termodeformatsionnykh rezhimov kovki [Improvement of thermal deformation modes of forging]. *Kuznechno-shampovnochnoe proizvodstvo*. 2007, no. 9, pp. 31–33.
16. Dya H. FORGE 3 v modelirovanii protsessov obrabotki davleniem [FORGE 3 in the modeling of pressure treatment

References (transliterated)

1. Titov Yu. A., Titov A. Yu. *Svobodnaya kovka. Osnovnye operatsii i tekhnologii* [Free forging. Basic operations and technologies].

- processes]. *Suchasni problemy metalurhiyi*. 2002, vol. 5, pp. 27–33.
17. Dyja H., Szota P., Mroz S. 3D Fem modeling and its experimental verification of the rolling of reinforcement rod. *Journal of Materials Processing Technology*. 2004, vol. 153–154, pp. 115–121.
 18. Dyja H., Banaszek G., Mroz S., Berski S. Modelling of shape anvils in free hot forging of long products. *Journal of Materials Processing Technology*. 2004, vol. 157–158, pp. 131–137.
 19. Danchenko V. N., Milenin A. A., Kuz'menko V. I., Grinkevich V. A. *Komp'yuternoe modelirovanie protsessov OMD. Chislennyye metody* [Computer modeling of metal forming processes. Numerical methods]. Dnepropetrovsk, Sistemnye tekhnologii Publ., 2005. 448 p.
 20. Berski S., Dyja H., Milenin A., Janik M. Strain and stress analysis in forward extrusion process of bimetallic rods. *Naukovi visti. Suchasni problemy metalurhiyi. Plastychna deformatsiya metaliv*. 2002, vol. 5, pp. 250–254.
 21. Fomichev A. F., Panin S. Yu. Vybory optimal'nogo sposoba izgotovleniya pokovok s ispol'zovaniem komp'yuternykh programm [Selection of the optimal method for manufacturing forgings using computer programs]. *Kuznechno-shtampovoye proizvodstvo*. 2014, no. 8, pp. 31–34.
 22. Sokolov L. M., Aliyev I. S., Markov O. Ye., Aliyeva L. I. *Tekhnologiya kuvannya* [Forging technology]. Kramatorsk, DDMA Publ., 2011. 268 p.
 23. Kal'chenko P. P., Markov O. E. *Novyye tekhnologicheskie protsessy kovki krupnykh pressovykh pokovok* [New technological processes for forging large press forgings]. Kramatorsk, DGMA Publ., 2014. 100 p.
 24. Stasovskiy Yu. N., Chukhleb V. L. Resursoberezhenie v protsessakh obrabotki metallov davleniem: sostoyaniye, problemy, perspektivy [Resource saving in the processes of metal processing by pressure: state, problems, prospects]. *Vestnik Nats. tekhn. un-ta "KhPI"* [Bulletin of the National Technical University "KhPI"]. Kharkov, NTU "KhPI" Publ., 2009, no. 1, pp. 93–102.
 25. Chukhleb V. L., Tumko A. N., Ashkelyanets A. V. Osnovy razrabotki tekhnologicheskikh protsessov obrabotki davleniem staley i splavov s prognoziruemyim urovnem kachestva metalloproduktii [Fundamentals of the development of technological processes for forming steels and alloys with a predicted level of quality of metal products]. *Vestnik Nats. tekhn. un-ta "KhPI"* [Bulletin of the National Technical University "KhPI"]. Kharkov, NTU "KhPI" Publ., 2011, no. 1, pp. 110–120.
 26. Grinkevich V. A., Chukhleb V. L., Banashek G., Ashkelyanets A. V. Teoreticheskie issledovaniya kuznechnoy operatsii protyazhki pri ispol'zovanii skhemy deformatsii "prokhodami" [Theoretical studies of the forging operation of broaching when using the "passes" deformation scheme]. *Vestnik Nats. tekhn. un-ta "KhPI"* [Bulletin of the National Technical University "KhPI"]. Kharkov, NTU "KhPI" Publ., 2014, no. 44, pp. 28–34.
 27. Grinkevich V. A., Chukhleb V. L., Sal'nikov A. S., Tumko A. N., Ashkelyanets A. V., Banashek G. Issledovanie razlichnykh skhem osadki na presse zagotovki splava EI698-VD putem matematicheskogo modelirovaniya [Investigation of various upsetting schemes on a press for an EI698-VD alloy billet by means of mathematical modeling]. *Obrabotka metallov davleniem: sb. nauch. tr.* [Metal forming: a collection of scientific papers]. Kramatorsk, DDMA Publ., 2013, no. 4 (37), pp. 3–8.
 28. Chukhleb V. L., Klemeshov Ye. S., Hrynkevych V. O., Dyja Kh. Doslidzhennya napruzhenno-deformovanoho stanu pry protyahuванні tytanovoho splavu z metoyu optymizatsiyi parametriv kuvannya [Investigation of the stress-strain state during drawing of titanium alloy in order to optimize the forging parameters]. *Vestnik Nats. tekhn. un-ta "KhPI"* [Bulletin of the National Technical University "KhPI"]. Kharkov, NTU "KhPI" Publ., 2015, no. 24, pp. 159–166.
 29. Kogan M. A. Sovershenstvovanie tekhnologii kovki valov na kovochnom gidravlicheskom presse usiliem 20 MN [Improvement of the technology of forging shafts on a hydraulic forging press with a force of 20 MN]. *Metallurgicheskaya i gornorudnaya promyshlennost'*. 2002, no. 8–9, pp. 494–495.
 30. Markov O. E. Reshenie zadach plasticheskogo deformirovaniya MKE [Solving problems of plastic deformation of FEM]. *Metallurgicheskaya i gornorudnaya promyshlennost'*. 2002, no. 8–9, pp. 563–566.

Надійшло (received) 19.05.2021

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Чухліб Віталій Леонідович (Чухлеб Виталий Леонидович, Chukhlib Vitalii) – доктор технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», завідувач кафедри «Комп'ютерне моделювання та інтегровані технології обробки тиском»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-6176-0917>; e-mail: profdnepro@gmail.com

Ашкелянець Антон Володимирович (Ашкелянец Антон Владимирович, Ashkelianets Anton) – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри «Комп'ютерне моделювання та інтегровані технології обробки тиском»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-7935-3834>; e-mail: ashkelianets@gmail.com

Губський Сергій Олександрович (Губский Сергей Александрович, Gubskii Serhii) – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри «Комп'ютерне моделювання та інтегровані технології обробки тиском»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-7797-9139>; e-mail: gubskiyso@gmail.com

Петров Олександр Васильович (Петров Александр Васильевич, Petrov Oleksandr) – кандидат технічних наук, доцент, Вінницький національний технічний університет, проректор з науково-педагогічної роботи та організації освітнього процесу; м. Вінниця, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-0487-6240>; e-mail: petrovov@vntu.edu.ua

Дуванський Олександр Миколайович (Дуванский Александр Николаевич, Duvanskii Oleksandr) – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», аспірант кафедри «Комп'ютерне моделювання та інтегровані технології обробки тиском»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-4967-0940>; e-mail: duvansky.alex@ukr.net

Палієнко Володимир Олексійович (Палиенко Владимир Алексеевич, Palienko Volodymyr) – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», аспірант кафедри «Комп'ютерне моделювання та інтегровані технології обробки тиском»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-2533-1300>; e-mail: mustmix13@gmail.com

Окунь Антон Олександрович (Окунь Антон Александрович, Okun Anton) – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри «Комп'ютерне моделювання та інтегровані технології обробки тиском»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-6467-4229>; e-mail: okunanton@gmail.com

ЗМІСТ

Фундаментальні дослідження	7
<i>Потемченко О. В.</i> Удосконалення лопатевих гідротурбін радіально-діагонального типу	8
<i>Stryczek Ja., Antoniak P., Banaś M., Stryczek P., Yakhno O., Luhovskyi O., Gryshko I.</i> Physical fundamentals of ultrasonic degassing	17
<i>Узунів О. В., Губарев О. П.</i> Методика побудови структурно-імітаційних математичних моделей компонентів систем гідроприводу.....	23
<i>Nochnichenko I., Kryvosheiev V., Jakhno O., Luhovskyi O.</i> Experimental study of cavitation-hydrodynamic luminescence in gas-liquid environment.....	32
<i>Шевченко Н. Г., Фатєєва Н. М., Іващенко В. Ю., Фатєєв О. М.</i> Вплив складу та реології нафтової продукції на роботу штангової насосної установки	40
<i>Гасюк О. І., Цента Є. М.</i> Динамічні характеристики гідроприводу робочого колеса поворотно-лопатевої гідротурбіни.....	48
<i>Тиньянова І. І., Рєзва К. С., Дранковський В. Е.</i> Визначення гідродинамічних характеристик оборотних гідромашин на основі методів математичного моделювання.....	58
<i>Крупа Є. С.</i> Чисельне дослідження енергетичних характеристик горизонтальної капсульної гідротурбіни	67
<i>Кухтенков Ю. М.</i> Пристрої і заходи щодо зменшення низькочастотних джгутових пульсацій тиску у відсмоктуючих трубах жорстколопатевих гідротурбін.....	74
Прикладні дослідження	80
<i>Samorodov V., Avrunin G.</i> Solution of the problem of calculating the leakage working fluid in eccentric gap of the ball piston pair hydraulic fluid power machine.....	81
<i>Гриб О. Г., Сендерович Г. А., Дяченко О. В., Швець С. В., Ярова І. С.</i> Від класичної до цифрової підстанції....	88
<i>Чухліб В. Л., Ашкелянець А. В., Губський С. О., Петров О. В., Дуванський О. М., Палієнко В. О., Окунь А. О.</i> Розробка технологічної концепції проектування процесів кування з урахуванням впливу режиму деформування на якість поковок.....	95

CONTENTS

Fundamentals.....	7
<i>Potetenko O.</i> Perfection of blade hydraulic turbines of the radial-diagonal type.....	8
<i>Stryczek Ja., Antoniak P., Banaś M., Stryczek P., Yakhno O., Luhovskyi O., Gryshko I.</i> Physical fundamentals of ultrasonic degassing	17
<i>Uzunov O., Gubarev O.</i> Methodology of building structural simulation mathematical models of hydraulic drive systems components.....	23
<i>Nochnichenko I., Kryvosheiev V., Jakhno O., Luhovskyi O.</i> Experimental study of cavitation-hydrodynamic luminescence in gas-liquid environment.....	32
<i>Shevchenko N., Fatieieva N., Ivashchenko V., Fatyeyev O.</i> The influence of the composition and rheology of oil products on the operation of the rod pump unit.....	40
<i>Hasiuk O., Tsenta E.</i> Dynamic characteristics of hydraulic drive of the runner of a kaplan hydraulic turbine	48
<i>Tynyanova I., Rezvaya K., Drankovskiy V.</i> Determination of hydrodynamic characteristics of reversible hydraulic machines based on mathematical modeling methods.....	58
<i>Krupa E.</i> Numerical study of the energy characteristics of a horizontal capsule hydraulic turbine.....	67
<i>Kukhtenkov Yu.</i> Devices and measures to reduce low-frequency harnesspressure pulsations in the draft tube of hardvane hydroturbines	74
Applied research.....	80
<i>Samorodov V., Avrunin G.</i> Solution of the problem of calculating the leakage working fluid in eccentric gap of the ball piston pair hydraulic fluid power machine	81
<i>Hryb O., Senderovich G., Diachenko O., Shvets S., Yarova I.</i> From classic to digital substation	88
<i>Chukhlib V., Ashkelianets A., Gubskii S., Petrov O., Duvanskii O., Palienko V., Okun A.</i> Development of a technological concept for designing forging processes taking into account the influence of the deformation mode on the quality of forging pieces.....	95

НАУКОВЕ ВИДАННЯ

**ВІСНИК НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНІЧНОГО УНІВЕРСИТЕТУ «ХПІ»
СЕРІЯ: ГІДРАВЛІЧНІ МАШИНИ ТА ГІДРОАГРЕГАТИ**

Збірник наукових праць

№ 1'2021

Головний редактор: Черкашенко М. В., д-р техн. наук, професор, НТУ «ХПІ», Україна
Відповідальний секретар: Крупа Є. С., канд. техн. наук, доцент, НТУ «ХПІ», Україна
Технічні редактори: Фатєєва Н. М., канд. техн. наук, доцент, НТУ «ХПІ», Україна
Резва К. С., канд. техн. наук, доцент, НТУ «ХПІ», Україна

АДРЕСА РЕДКОЛЕГІЇ ТА ВИДАВЦЯ: 61002, Харків, вул. Кирпичова, 2, НТУ «ХПІ»
Кафедра «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури»
Тел.: (057) 707-66-46. Тел./факс: (057) 707-63-49; e-mail: gmntukhpi@gmail.com

Підп. до друку 13.11.2020 р. Формат 60×90¹/₈. Папір офсетний.
Друк цифровий. Обл.-вид. арк. 10.
Наклад 50. Зам. № . Ціна договірна.

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

