



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

*Bulletin of the
National Technical University "KhPI"*

Hydraulic machines and hydraulic units

2'2023

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**

№ 2'2023

No. 2'2023

Збірник наукових праць

Collection of scientific papers

Видання засноване у 1961 р.

The edition was founded in 1961

Харків
НТУ «ХПІ», 2023

Kharkiv
NTU "KhPI", 2023

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», 2023. – № 2. – 97 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. Ідентифікатор медіа R30-01540, згідно з рішенням Національної ради України з питань телебачення і радіомовлення від 16.10.2023, № 1075.

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), GrossRef DOI, Open Journal Systems, Google Scholar, Directory of Research Journals Indexing (DRJI), OCLC Worldcat, Ulrich's Periodicals Directory, ISI Impact Factor (IIF)**

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:

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,

академік 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 Rządkowski, Dr. Sc., Professor.

Jaroslav Stryczek, Dr. Sc., Professor

Aleksander Wroblewski, Dr. Sc., Professor

Editorial staff members:

Matsevity Yu., Dr. Sc., Professor, academician of

NAS of Ukraine

Mygushchenko R., Dr. Sc., Professor

Rusanov A., Dr. Sc., Professor, academician 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 Rządkowski, Dr. Sc., Professor

Jaroslav Stryczek, Dr. Sc., Professor

Aleksander Wroblewski, Dr. Sc., Professor

Рекомендовано до друку Вченою радою НТУ «ХПІ». Протокол № 11 від 26.12.2023 р.

ФУНДАМЕНТАЛЬНІ
ДОСЛІДЖЕННЯ

FUNDAMENTALS

О. Л. ШУБЕНКО, О. П. УСАТИЙ, М. Ю. БАБАК, Я. Б. ФОРКУН, О. В. СЕНЕЦЬКИЙ

ВИЗНАЧЕННЯ ОПТИМАЛЬНОЇ ПОТУЖНОСТІ АБСОРБЦІЙНОГО ТЕПЛООВОГО НАСОСУ ПРИ ІНТЕГРАЦІЇ ДО ТЕПЛОВОЇ СХЕМИ ПТ-60/70-130/13

Вирішується задача визначення оптимальної теплової потужності абсорбційного теплового насоса з паровим нагріванням при одноступеневій регенерації (COP = 1,71). Розглядуваний тепловий насос інтегрований в теплову схему парової турбіни ПТ-60/70-130/13. Графік теплопостачання для даного паротурбінного циклу становить 150/70 °С. Також установкою виробляється пар на технологічні потреби. Визначення теплових та витратних характеристик абсорбційного теплового насоса здійснюється з використанням побудованої та запропонованої апроксимаційної математичної моделі. На підставі проведеного аналізу та наявного досвіду сформульовано оптимізаційну задачу. Функцією мети є вибір оптимальної потужності інтегрованого абсорбційного теплового насоса за умови оптимальної витрати енергетичного палива. Пошук оптимальної теплової потужності абсорбційного теплового насоса здійснювався за умови відпуску пари через регульований виробничий відбір турбіни з параметрами 1,296 МПа, 280 °С. Були розглянуті варіанти для змінної витрати пари на технологічні потреби (0, 20, 50 та 80 т/год). Умовою була постійність витрати протягом року. Отримані результати показали, що щодо всіх розглянутих режимів завантаження турбіни, оптимальне значення потужності абсорбційного теплового насоса є ідентичним і становить ~ 17,25 МВт. Розрахункові дослідження показали, що за вартості електроенергії 0,13 дол./кВт·ч та умовного палива 309 дол./т енергоблок з турбіною ПТ-60/70-130/13 та інтегрований абсорбційний тепловий насос (тепловою потужністю 15–18 МВт) при виробничому навантаженні понад 20 т/год пари, а також витраті оборотної мережної води на теплопостачання понад 1550 т/год дозволить отримати окупність проекту енергозбереження менше 3 років. Наступним позитивним ефектом є те, що економія палива дозволяє знизити викиди CO₂ на 9321 т і NO_x на 48 т. За результатами досліджень спостерігаємо позитивний екологічний ефект від інтеграції абсорбційного теплового насоса в існуючу теплову схему.

Ключові слова: парова турбіна, абсорбційний тепловий насос, гаряче водопостачання, теплова схема, енергозбереження, оптимізація, прибуток, простий термін окупності.

O. SHUBENKO, O. USATYI, M. BABAK, YA. FORKUN, O. SENESTKYI

DETERMINING THE OPTIMUM POWER OF AN ABSORPTION HEAT PUMP WHEN IT INTEGRATING TO PT-60/70-130/13 THERMAL SCHEME

The problem of determining the optimal thermal power of an absorption heat pump with steam heating at one-stage regeneration (COP = 1.71) is solved. The heat pump is integrated into the thermal scheme of PT-60/70-130/13 steam turbine. The heat supply schedule for this steam turbine cycle is 150/70 °C. The installation also produces steam for technological needs. The thermal and flow rate characteristics of an absorption heat pump are determined using the constructed and proposed approximation mathematical model. Based on the analysis and existing experience, an optimization problem was formulated. The goal function is to select the integrated absorption heat optimal power pump with the condition of optimal energy fuel consumption. The search for the optimal thermal power of an absorption heat pump was carried out under the condition of steam release through a controlled production turbine extraction with parameters of 1.296 MPa, 280 °C. Options for variable steam consumption for process needs (0, 20, 50 and 80 t/h) were considered. The condition was constancy of consumption throughout the year. The results obtained showed that, relative to all considered turbine loading modes, the optimal power value of the absorption heat pump is identical and amounts to ~ 17.25 MW. Calculation studies have shown that at a cost of electricity of 0.13 USD/(kWh) and equivalent fuel of 309 USD/t, a power unit with PT-60/70-130/13 turbine and an integrated absorption heat pump (thermal power 15–18 MW) with a production load of more than 20 t/h of steam, as well as a consumption of recycled network water for heat supply of more than ~ 1550 t/h, the payback of the energy saving project will be achieved in less than 3 years. The next positive effect is that fuel savings can reduce CO₂ emissions by 9321 tons and NO_x by 48 tons. According to research results, we observe a positive environmental effect from the integration of an absorption heat pump into the existing thermal scheme.

Keywords: steam turbine, absorption heat pump, hot water supply, thermal scheme, energy saving, optimization, profit, simple payback period.

Вступ. До теплових потоків, що є у складі турбогенератора електростанції можна віднести: димових газів, води охолодження конденсатора (парової турбіни), генератора та системи змазки. У більшості випадків вони розсіюються до навколишнього середовища.

Що стосується парової турбіни ПТ-60/70-130/13 ЛМЗ [1], то потужність потоку охолоджуючої води конденсатора за умови номінального навантаження $Q_{нк} \sim 6,3$ Гкал/год (витрата пари ~ 12 т/год), сумарна потужність систем охолодження змазки (СОЗ) і генератора (СОГ) $Q_{СОМ+СОГ} \sim 0,47$ МВт. Як наслідок в градирні в атмосферу скидається $Q_{\Sigma} \sim 6,7$ Гкал/год теплоти.

Сучасним енергоощадним підходом при утилізації Q_{Σ} є інтеграція до теплової схеми (ТС) енергоблоку абсорбційного теплового насоса (АБТН). Відповідні проекти реалізовані у багатьох провідних державах. Це забезпечує прибуток за рахунок економії

палива, води й поліпшення екологічного стану навколишнього середовища. У Китаї впровадження АБТН на ТЕЦ визначається на законодавчому рівні [2, 3]. В Україні впроваджувати АБТН на ТЕЦ КП «КИЇВТЕПЛОЕНЕРГО» лише планується [4].

Дослідженням з енергозбереження при інтеграції АБТН з паровим обігрівом у ТС парових турбін приділяється чимало уваги: [1, 5–10], в тому числі і українськими фахівцями [11–13].

При дослідженні інтеграції АБТН до складу ТС турбоустановок, як в нашій роботі [13] так й інших, недостатньо уваги приділено питанням вирішення оптимізаційних завдань з вибору: потужності теплонасосної установки (ТНУ), дослідження режимів її функціонування.

Мета роботи. Визначити оптимальну теплову потужність і режими роботи АБТН при інтеграції його до технологічної ТС паротурбінної установки, та оцінити робочі умови навантаження турбінного циклу,

які при цінах на енергоносії в Україні дадуть підстави для реалізації такого енергоощадного заходу.

Загальні характеристики АБТН. Найпростіший АБТН з паровим обігрівом при одноступінчастій регенерації (або термотрансформатор, що понижує) являє собою поєднання чотирьох теплообмінників, розміщених в одному інтегрованому корпусі [14].

Два теплообмінники (генератор і конденсатор) працюють при більш високому тиску, їх призначення – отримати легко киплячу рідину (воду); два інших теплообмінника (випарник і абсорбер) – при зниженому тиску, відводять теплову енергію від джерела, і перетворюють отриманий пар в компонент рідкого розчину, див. [14].

Ефективність АБТН оцінюється коефіцієнтом перетворення μ (або COP), який визначається

$$\text{COP} = Q_{\text{АБТН}} / Q_h,$$

де $Q_{\text{АБТН}}$, Q_h – кількість теплоти, яка відводиться від ТНУ (далі використовується) і відповідно та, яка його обігріває.

Основні переваги АБТН:

- джерелом теплоти, що гріє, можуть виступати гарячі технологічні рідини, вода, газ, водяна пара;

- у якості теплоносія, що нагрівається, можуть використовуватися любі джерела з температурою до + 60 °С;

- триваліший термін експлуатації ніж у парокompресійного теплового насоса;

- не використовуються відносно дорогі і шкідливі аміак і фреони;

- висока надійність (немає рухомих частин), відсутні вібрація і шуми;

- менші витрати на експлуатацію (після 3 років роботи не потрібен капітальний ремонт та заміна масла).

До недоліків АБТН відносять:

- періодичність роботи призводить до витрат додаткової енергії на нагрів / охолодження не тільки сорбенту, а й корпусу адсорбера;

- відносно невисокі параметри потоку теплоти, що виходить (до + 90 °С), і як наслідок – рівень ефективності;

- досить високі металоємність (частина теплообмінників знаходиться під розрядженням) і, як слідство – капітальні витрати.

Вибір об'єкту дослідження інтеграції АБТН у ТС турбіни. Аналіз стану проблеми показав, що найбільш перспективними для впровадження АБТН до складу ТС парової турбіни є потужні «Т» та «ПТ» турбіни [12], які працюють з великим тепловим навантаженням (при морозі у кілька градусів необхідно включати піковий водогрійний котел (ПВК), при цьому парова турбіна працює з зафіксованою електричною потужністю, що є сприятливим для ТНУ).

Перспективними об'єктами для досліджень з інтеграції АБТН в Україні слід вважати парові турбіни ПТ-60/70-130/13 та Т-110/120-130 (відносно потужні та розповсюджені: перших – три і достатньо близьких до них ПТ-60-90/13 – сім, а других – вісім). В цій

роботі в якості такого об'єкту обрано турбіну ПТ-60/70-130/13 (ПТ-60) – найбільш тиражну серед виготовлених в радянський час (більш ніж 100 од.).

Парова турбіна ПТ-60 з конденсаційної установкою і двома регульованими відборами пари, являє собою двоциліндровий одновальний агрегат (циліндри високого і низького тиску, останній включає дві частини: середнього і низького тиску, відповідно ЧСТ та ЧНТ).

ПТ-60 має 7 відборів пари, два з яких регульовані, 3 підігрівача високого тиску (ПВТ) і 4 підігрівача низького тиску (ПНТ), і має такі основні характеристики [15]:

- номінальна потужність турбіни 60 МВт;

- число оборотів 3000 об/хв;

- параметри свіжої пари перед стопорним клапаном: тиск $P_0 = 12,75$ МПа, температура $T_0 = 565$ °С;

- максимальна витрата пари у голову турбіни $[G_T]_{\text{max}} = 387$ т/год;

- максимальний пропуск пари в конденсатор $[G_K]_{\text{max}} = 160$ т/год.

Тиск пари регульованих відборів:

- виробничого 0,686–1,666 МПа;

- теплофікаційного 0,0294–0,147 МПа.

Мінімальний пропуск пари в ЧНТ при закритій поворотній регулюючій діафрагмі (ПРД) з тиском в камері відбору 0,0196 МПа становить при ущільненій діафрагмі 10 т/год ПТ-60 в Україні радянського виробництва, у них ПРД не ущільнена, витрата пари в ЧНТ перевищує 24 т/год.

Математичні моделі АБТН та ТС турбіни на базі заводських характеристик. В загальному випадку моделювання теплообмінних процесів в АБТН є складним, оскільки ТНУ включає теплообмінники, де протікають процеси абсорбції – десорбції, потрібні знання характеристик кожного з елементів машини, термодинамічних властивостей теплоносіїв, їх витрат [14].

АБТН працює з трьома потоками енергоносіїв, в умовах електростанції при паровому обігріві це:

- водяна пара з витратою G_h , що гріє ТНУ (береться з відбору турбіни, у випадку ПТ-60 з виробничого), з початковими параметрами: тиск P_{h1} 0,14–0,6 МПа, температура t_{h1} 130 – 165 °С;

- технічна вода з витратою G_s з початковою температурою $t_{s1} + 7-35$ °С, теплота якої утилізується (циркуляційна вода (ЦВ) систем охолодження: конденсатора, СОЗ та СОГ);

- вода з витратою G_w з початковою температурою t_{w1} , що нагрівається (зворотна сітлова вода (ЗСВ), вода підживлення турбоустановки та тепломережі), температура якої на виході з ТНУ t_{w2} не перевищує 90 °С.

Для моделювання характеристик АБТН були використані: криві продуктивності ТНУ Корпорації Broad, Китай, (див. рис. 1), номограми СКБ «Теплосибмаш» (див. рис. 2), та загальні характеристики їх ТНУ.

Для кожного з тисків пари $P_{h1i} = 0,1; 0,2; 0,3; 0,4; 0,5$ та 0,6 МПа (див. рис. 1), що гріє ТНУ, для відомих

температур: ЦВ, яка охолоджується, на виході з ТНУ t_{s2j} (15; 20; 25; 30 та 35 °С) та ЗСВ, яка нагрівається, на вході в ТНУ t_{w1k} (40; 50; 60 та 70 °С) були визначені $t_{w2i,j,k}$. Таблиця останніх є основою інтерполяційного алгоритму, який реалізує залежність

$$t_{w2}(P_{h1}, t_{s2}, t_{w1}). \quad (1)$$

Залежності на номограмах (рис. 2, а і б) мають лінійний характер, тому для апроксимації кожної з 4-х прямих з правої частини та 5-х з лівої достатньо задати координати двох точок. Таблиця значень цих базових точок покладена в основу інтерполяційного алгоритму, який реалізує залежність

$$\bar{Q}_{\text{АБТН}}(t_{s2}, t_{w1}, t_{w2}). \quad (2)$$

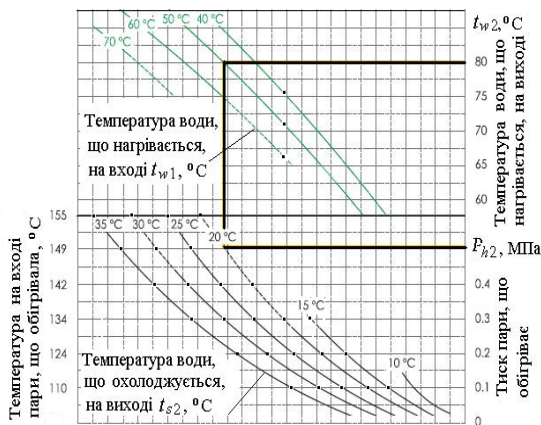


Рис. 1. Криві продуктивності АБТН Корпорації Broad з відображенням параметрів функціонування ТНУ [16]:
 — АБТН обігривається паром з нормативними параметрами: 0,5 МПа, 149 °С

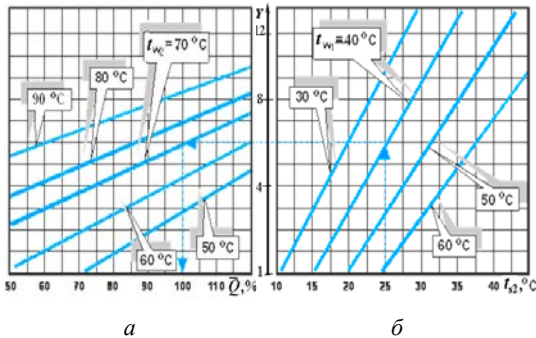


Рис. 2. Зміна відносної теплової продуктивності АБТН \bar{Q} (а) та температури охолодженої води після ТНУ t_{s2} (б) в залежності від температур води, що нагрівається: t_{w1} – на вході, t_{w2} – на виході з ТНУ [17]

Для інтерполяції по базових точках при визначенні t_{w2} та $\bar{Q}_{\text{АБТН}}$ використовувалася одномірна кубічна сплайн інтерполяція.

Крім цього з використанням даних про характеристики АБТН Корпорації Broad з COP = 1,71 (див. табл. 1) побудовано апроксимаційні вирази в залежності від $Q_{\text{н АБТН}}$ у кВт для визначення:

- втрат тиску для теплоносіїв ТНУ: того, який охолоджується ΔP_{s2} , і того, який нагрівається ΔP_{w1} ;
- нормативних витрат теплоносіїв АБТН: $G_{hн}$,

$G_{sн}$, $G_{wн}$ того, що гріє, того, що охолоджується та того, що нагрівається;

- для визначення електричної потужності $N_{\text{е АБТН}}$, яку потребує АБТН.

Таблиця 1 – Характеристики потужних АБТН з паровим обігривом з одноступінчастою схемою регенерації китайської Корпорації Broad марки BDS [16] ($\Delta t_w = t_{w2} - t_{w1} = 30$ °С)

Теплова потужність $Q_{\text{н АБТН}} / Q_{s2}$, кВт	ЦВ:		ЗСВ:		Витрати:	
	G_{s2} , м ³ /год	ΔP_{s2} , кПа	G_{w1} , м ³ /год	ΔP_{w1} , кПа	$G_{hн}$, кг/год	$N_{\text{АБТН}}$, кВт
16947 / 6980	15188	58	1200	83	486	38,8
22595 / 9304	20240	58	1600	83	648	50,4
28244 / 11630	25315	58	2000	83	810	52,4

Номінальні параметри теплоносіїв:

- температури води, вхід / вихід: тієї, що охолоджується, 30 / 25 °С ($\Delta t_s = 5$ °С); тієї, яка нагрівається 50 / 80 °С;

- тиск пари, що гріє, 0,5 МПа абс.

На базі (1), (2), перелічених апроксимаційних виразів та рівнянь збереження було побудовано алгоритм і програмні засоби (реалізовані на фортрані G95) з визначення характеристик АБТН.

Моделювання ТС ПТ-60 реалізовано енергетичним методом [18, 19]. До особливостей моделювання, які пов'язані з бажанням наблизити результати розрахунків до дійсних, слід віднести використання заводської апроксимації $N_{\text{ЧНТ}} = F_N(G_{\text{ЧНТ}})$ для визначення $N_{\text{ЧНТ}}$ – потужності частини низького тиску (ЧНТ) в залежності від витрати пари на вході в неї $G_{\text{ЧНТ}}$ (див. формулу на рис. 3).

При інтеграції АБТН у ТС турбіни слід збільшувати тиск пари в конденсаторі P_k порівняно з нормативними 0,04 ата, для яких визначена залежність на рис. 3. Це призвело до необхідності робити поправку до $N_{\text{ЧНТ}}$ від P_k .

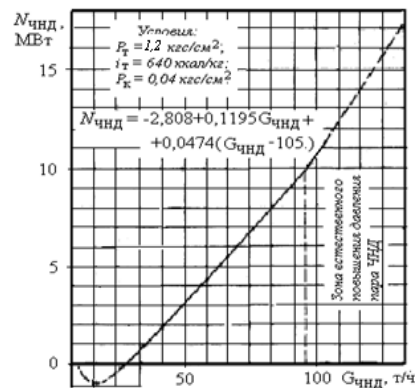


Рис. 3. Внутрішня потужність ЧНТ ПТ-60 в залежності від витрати пари по заводських даних [14]

Ця поправка визначається з подоби трикутників, що відображують процес розширення пари у ЧНТ в IS діаграмі при нормативному значенні тиску і

реальному, дає змогу встановити множник до $N_{\text{ЧНТ}}$, що враховує зміну P_k .

Розглянуті особливості моделювання ПТ-60 знайшли відображення в програмному комплексі з розрахунку ТС парової турбіни, що розроблений в ІПМаш ім. А. М. Підгорного НАН України.

Постановка і розв'язання завдання з вибору оптимальної потужності АБТН. В загальному вигляді задача оптимізації функціонування ТС парової турбіни з інтегрованим АБТН при змінних у часі режимах експлуатації є достатньо складною [19]. Вибір критерію якості (це показано, наприклад, у [7]) відчутно впливає на результати визначення оптимальної потужності АБТН.

Інтеграція АБТН в першу чергу впливає на зменшення кількості палива, що спалюється на ТЕЦ. Тому і критерієм ефективності оптимізаційної задачі з вибору потужності ТНУ далі обрано цей показник, який не потребує додаткових розрахунків. Традиційний вибір в якості критерію питомої витрати палива на тепло, зараз не є обов'язковим у зв'язку із переходом до вільного ціноутворення відповідно до Закону України «Про ринок електричної енергії».

Традиційна технологія її вирішення базується на переході від змінних у часі функцій до осереднених характеристик.

Після осереднення у часі температур зовнішнього повітря (переходу до середньо-місячних температур $\bar{t}_{z,n}^c$ тривалістю \bar{t} і відповідно значень параметрів замість функцій) завдання з визначення оптимальної потужності АБТН, який інтегрований до ТС парової турбіни і забезпечує мінімальні річні витрати умовного палива $B_{\Sigma \text{АБТН}}$, формулюються таким чином: знайти

$$\min\left(\sum_{j=1}^{n_{\text{м.оп}}+1} B_{\Sigma \text{АБТН } j}(Q_{\text{нАБТН}}, G_{\tau j}, \bar{x}_{o j}, \bar{z}_{z,r}) \cdot \tau_j\right); \quad (3)$$

$$\bar{v}(Q_{\text{нАБТН}}, G_{\tau}, \bar{x}_{o j}, \bar{z}_{z,r}) \in V;$$

$$K_{V \text{ min}} \leq |V| \leq K_{V \text{ max}} < \infty,$$

де $Q_{\text{нАБТН}}$ – номінальна теплова потужність АБТН, оптимальне значення якої шукається;

$G_{\tau j}$ – витрата пари в голову турбіни ПТ-60 у j -й місяць опалювального сезону є параметром, визначення якого дає змогу розв'язати стан ТС;

$\bar{v}(Q_{\text{нАБТН}}, G_{\tau}, \bar{x}_{o j}, \bar{z}_{z,r})$ – вектор функціональних обмежень;

V – область існування функціональних обмежень;

$K_{V \text{ min}}, K_{V \text{ max}}$ – границі існування обмежень.

Маємо такий вектор змінних режимних параметрів, якими слід керувати:

$$\bar{x}_{o,r} = \{P_{k j}, P_{h j}\} + \{P_{k \text{ міжоп}}, P_{h \text{ міжоп}}\}, j = 1, 2, \dots, n_{\text{м.оп}}$$

де тиски $P_{k j}$ – пари у конденсаторі (при інтеграції АБТН за рахунок його вибору забезпечується ефективна робота ТНУ); P_{h1} – пари, що гріє АБТН; $n_{\text{м.оп}} = 6$ місяців – тривалість сезону опалення в Україні.

Маємо також задані вектори:

$$\bar{t}_{z,n}^c = \{t_{z,n1}^c, t_{z,n2}^c, \dots, t_{z,n,n_{\text{м.оп}}}^c, t_{z,n \text{ міжоп}}^c\} - \text{середньомісячних}$$

температур зовнішнього повітря у $^{\circ}\text{C}$;

$$\bar{t} = \{\tau_1, \tau_{\text{II}}, \tau_{\text{III}}, \tau_{\text{IV-X}}, \tau_{\text{XI}}, \tau_{\text{XII}}, \tau_{\text{міжоп}}\} = \{744, 672, 744, 732, 720, 744, 4404\} - \text{термінів тривалості стояння}$$

$\bar{t}_{z,n}^c$ (січень – половини квітня і жовтня – грудень) у год;

$$\bar{z}_{z,r} = \{P_{\text{вироб}}, G_{\text{вироб}}, G_{\text{зсв}}, \dots\} - \text{вектор заданих незмінних режимних параметрів,}$$

де $P_{\text{вироб}}, G_{\text{вироб}}$ – тиск і витрата пари у регульований виробничий відбір ПТ-60 (далі вважається, що $P_{\text{вироб}} = 1,296$ МПа, а $G_{\text{вироб}}$ незмінна для одного варіанту вирішення задачі (3) як і потужність теплопостачання паром з цього відбору $Q_{\text{вироб}} = \text{const}$, $G_{\text{зсв}}$ – витрата ЗСВ, ще включає ~ 40 характеристик (ККД елементів ТС, тиск у деаераторах, відносні втрати: тиску у елементах ТС, в ущільненнях і таке інше).

Функція мети задачі (3) має адитивні властивості, що дає змогу записати

$$\begin{aligned} \min\left(\sum_{j=1}^{n_{\text{м.оп}}+1} B_{\Sigma \text{АБТН } j}(Q_{\text{нАБТН}}, G_{\tau j}, \bar{x}_{o j}, \bar{z}_{z,r}) \cdot \tau_j\right) = \\ = \sum_{j=1}^{n_{\text{м.оп}}+1} \min(B_{\Sigma \text{АБТН } j}(Q_{\text{нАБТН}}, G_{\tau j}, \bar{x}_{o j}, \bar{z}_{z,r}) \cdot \tau_j). \end{aligned} \quad (4)$$

Зазначимо, що міжопалювальний сезон в Україні триває в середньому ~ 4404 год, потужна «ПТ» або «Т» турбіна в цей час на ТЕЦ перебуває в одній з зазначених ситуацій:

- працює на ГВП (як правило з частковим навантаженням) або у конденсаційному режимі (якщо паливо – вугілля);

- не працює (нема потреби включати при наявності на ТЕЦ кількох турбін, бо теоретично по підручниках теплове навантаження ГВП у 5–6 разів менше ніж при опаленні).

По попередніх розрахунках, якщо робота ПТ-60 з інтегрованим АБТН у міжопалювальний сезон на ГВП можлива, то дає непоганий прибуток, але є темою іншого дослідження.

Далі розв'язання задачі (4) будемо розглядати тільки для опалювального сезону.

Схема інтеграції АБТН у ТС ПТ-60 представлена на рис. 4 (принципову ТС цієї турбіни див. [14]). Як видно з цієї схеми, пара для обігріву АБТН береться з регульованого виробничого відбору ПТ-60, який працює з тиском $\sim 1,296$ МПа. ТНУ обігривається паром з тиском 0,233 МПа, яка поступає з вихлопу УПГМ потужністю 1 МВт, що встановлюється для енергозбереження.

З урахуванням (4) задача пошуку оптимальної потужності АБТН, що працює у складі ТС ПТ-60 в оптимальному режимі в опалювальний сезон, зводиться до розв'язання 6 (по кількості $n_{\text{м.оп}}$) допоміжних оптимізаційних задач, при вирішенні кожної із яких $N_{\text{нАБТН}}$ та $\bar{z}_{z,r}$ вважаються заданими. Критерієм якості такої задачі є кількість палива, яка спалюється за місяць, для забезпечення роботи ТС турбіни з інтегрованим АБТН.

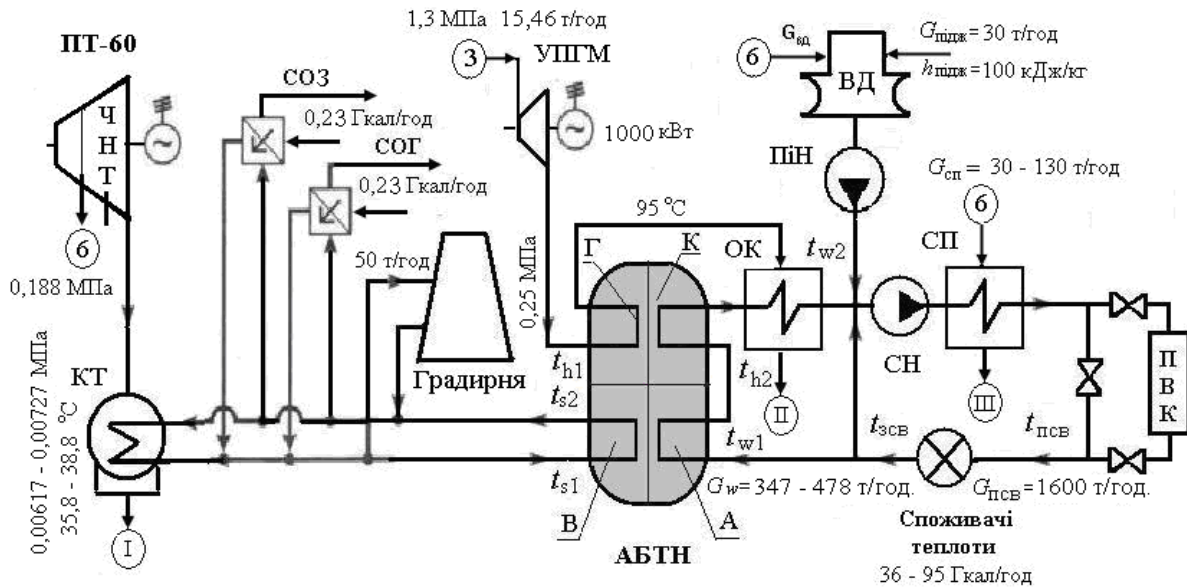


Рис. 4. Схема системи охолодження конденсатору турбіни ПТ-60 при інтеграції АБТН потужністю 17 МВт:

АБТН: А – абсорбер, Г – генератор, В – випарник, К – конденсатор, ОК – охолоджувач конденсату; ВД – вакуумний деаератор; КТ – конденсатор ПТ-60; МТ – енергозберігаюча парова турбіна малої потужності з протитиском; насоси: ПН – підживлювальний теплової мережі, СН – сільовий; ПВК – піковий водогрійний котел; системи охолодження: СОГ – генератора, СОЗ – змазки; СП – сільовий підігрівач, ЧНТ – частина низького тиску; відбори, що регулюються: 3 – виробничий, 6 – теплофікаційний; I, II, III – зв'язки з елементами теплової схеми ПТ-60

Відповідна допоміжна оптимізаційна задача, при розв'язанні якої визначаються і характеристики ТС ПТ-60, формулюється таким чином (вказано основні рівняння та активні обмеження) – для спрощення запису індекси, що відповідають порядковому номеру опалювального місяця, у постановці задачі (5) і далі, де можливо, опущені:

знайти:

$$\min(B_{у.п. АБТН}(Q_{н. АБТН}, P_{h1}, t_{s2}, t_{w1}, t_{w2}); \quad (5)$$

$$Q_{АБТН}(Q_{н. АБТН}, P_{h1}, t_{s2}, t_{w1}, t_{w2}) =$$

$$= \bar{Q}_{АБТН}(P_{h1}, t_{s2}, t_{w1}, t_{w2}) \cdot Q_{н. АБТН};$$

$$t_{s2} = t_{s1}(P_{к}) - 5;$$

$$G_{к}(t_{з.п.}, Q_{н. АБТН}, G_{т}, P_{h1}, P_{к}, \bar{z}_{z,r}) = 26 \text{ т/ГОД};$$

$$G_{к}(t_{з.п.}, Q_{н. АБТН}, G_{т}, P_{h1}, P_{к}, \bar{z}_{z,r}) \cdot (i_{к}(P_{к}, t_{к}) -$$

$$- t_{s1}(P_{к}) \cdot 4,19) + Q_{СОГ + СОМ} = Q_{с} + k_{крат} G_{град};$$

$$Q_{с} = 4,19 G_{с} \cdot (t_{s1}(P_{к}) - t_{s2});$$

$$Q_{АБТН}(Q_{н. АБТН}, P_{h1}, t_{s2}, t_{w1}, t_{w2}) =$$

$$= Q_{150/70}(t_{з.п.}, G_{ПСВ}) - G_{теп. від} \cdot t_{теп. від}(P_{теп. від}, t_{теп. від});$$

$$G_{ПСВ} = G_{ЗСВ}(1 + \bar{G}_{ндЗСВ});$$

$$1,1 < COP(P_{h1}, t_{s2}, t_{w1}, t_{w2}) \leq 1,71;$$

$$30 \text{ МВт} \leq N_{ек}(t_{з.п.}, Q_{н. АБТН}, G_{т}, P_{h1}, P_{к}, \bar{z}_{z,r}) \leq 70 \text{ МВт};$$

$$0 \text{ т/ГОД} < G_{теп. від} < 150 \text{ т/ГОД};$$

$$13 \text{ МВт} \leq Q_{н. АБТН} \leq 20 \text{ МВт};$$

$$140 \text{ т/ГОД} < G_{т} \leq 387 \text{ т/ГОД} [15];$$

$$0,233 \text{ МПа} \leq P_{h1} < 0,6 \text{ МПа};$$

$$20 \text{ }^{\circ}\text{C} \leq t_{s1}(P_{к}) \leq 40 \text{ }^{\circ}\text{C};$$

$$30 \text{ }^{\circ}\text{C} \leq t_{w1}(t_{з.п.}) \leq 60 \text{ }^{\circ}\text{C};$$

$$t_{w2}(P_{h1}, t_{s2}, t_{w1}) < 90 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

В постановці (5) маємо теплові потужності:

$Q_{АБТН}(Q_{н. АБТН}, P_{h1}, t_{s2}, t_{w1}, t_{w2})$ – реальна, яка передається до ЗСВ у АБТН;

$Q_{150/70}(t_{з.п.}, G_{ПСВ})$ – що подається від ТЕЦ споживачеві в опалювальний період по заданому температурному графіку 150/70 °C;

$Q_{СОЗ + СОГ}$ – сумарна систем охолодження змазки та генератора;

$Q_{с}$ – ЦВ, що охолоджується у АБТН;

$k_{крат} G_{град}$ – що знімається з ЦВ у градирні, тут $G_{град}$ – витрата пари у градирню, $k_{крат} = 50$ – коефіцієнт кратності охолодження;

$i_{к}(P_{к}, t_{к})$ – тепловміст пари у конденсаторі;

$P_{теп. від} = 0,1869 \text{ МПа}$, $t_{теп. від} = 118,1 \text{ }^{\circ}\text{C}$, $G_{теп. від}$, $t_{теп. від}(P_{теп. від}, t_{теп. від})$ – тиск, температура, витрата та тепловміст пари у регульований теплофікаційний відбір ПТ-60 (при роботі на тепловому навантаженні ПРД практично закрити);

$G_{ПСВ}$ – витрата прямої сільової води (ПСВ), а $\bar{G}_{ндЗСВ} = 2\%$ – відносно підживлення.

Параметрами, що змінюються при вирішенні задачі (5), являються: $Q_{н. АБТН}$, P_{h1} , $P_{к}$ та $G_{т}$ (останній забезпечує розрахунок ТС), розв'язується вона методом по координатного спуску.

При розв'язанні (5) виявлений односторонній вплив P_{h1} на $B_{у.п. АБТН}$, і оптимальне значення $P_{h1}^{опт} = P_{h1 \text{ min}} = 0,233 \text{ МПа}$ лежить на нижній границі діапазону зміни.

В якості прикладу результати вирішення двох локальних задач оптимізації (5) представлені на рис. 5.

При $t_{3,п}^c = +5 \text{ }^\circ\text{C}$ особливість вирішення задачі (5) полягає у тому, що при цій температурі обмеження $N_{ек} \geq 30 \text{ МВт}$ стає активним і, як наслідок, $\text{COP} < 1,71$ (при $t_{3,п}^c < +5 \text{ }^\circ\text{C}$, $\text{COP} = 1,71$).

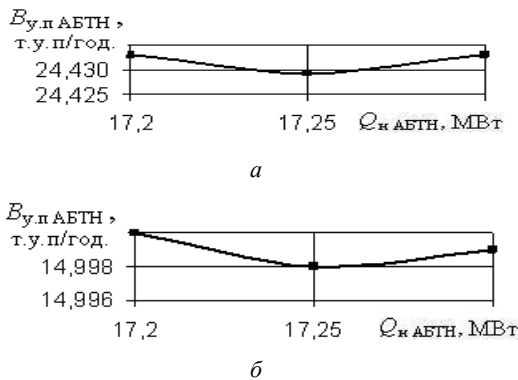


Рис. 5. Залежності витрати умовного палива $B_{у,п}$ АБТН від $Q_{к}$ АБТН при $t_{3,п}^c = -5,4 \text{ }^\circ\text{C}$ (а) та $t_{3,п}^c = +5 \text{ }^\circ\text{C}$ в оточенні точки оптимуму

Вирішив 6 допоміжних задач оптимізації (5), отримуємо рішення задачі (4), яке слід оцінити з економічної точки зору, чи має воно перспективи для впровадження.

Економічна оцінка інтеграції АБТН. Визначення прибутку, інвестиційних витрат. В умовах України, яка воює і не мала сталої економіки в якості критерію економічної оцінки технічного рішення з інтеграції АБТН достатньо обрати простий термін окупності.

Простий термін окупності енергозберігаючої технології з використанням АБТН визначається:

$$\tau_{ок_АБТН} = I_{\Sigma} \text{ АБТН} / Pr_{\Sigma} \text{ АБТН},$$

де $I_{\Sigma} \text{ АБТН} = c_{АБТН} \cdot Q_{к} \text{ АБТН} + c_{УПГМ} \cdot N_{УПГМ}$ – сумарні інвестиції на реалізацію енерготехнології, тут $c_{АБТН}$ – питома вартість АБТН, $N_{УПГМ}$ – номінальна потужність утилізаційної парової гвинтової машини (УПГМ) з питомою вартістю $c_{УПГМ}$. Ця машина для інтегрованої ПТ-60 необхідна для утилізації тиску пари з виробничого відбору, що обігріває ТНУ. Вартість УПГМ на 30–40 % менша вартості малої парової турбіни з протитиском аналогічної потужності [20, 21].

Прибуток (profit) за опалювальний сезон при інтеграції АБТН до складу ТС парової турбіни при осередненні по $t_{3,п}^c$ визначається таким чином:

$$Pr_{оп} = \sum_{i=1}^{n_{оп}} (\Delta Pr_{оп,i}(t_{3,п,i}) \cdot \tau_{оп,i} - Expen/n_{м,оп}), \quad (6)$$

де $\Delta Pr_{оп,i}(t_{3,п,i})$ – сумарні зміни за годину вартості матеріальних потоків, що мають місце при роботі ПТ-60 з інтегрованим АБТН порівняно з варіантом без ТНУ за місяць в опалювальний сезон, які визначені при вирішенні відповідної задачі (5);

$Ex = 0,075 I_{АБТН} + 56,5$ – зміна річних умовно-постійних витрат (expenses), що пов'язані з

інтеграцією АБТН (зарплата додаткового персоналу, витрати на запчастини і матеріали, тощо).

Таким чином, при зміні $t_{3,п}^c$, та $\bar{z}_{z,r}$ для визначення $Pr_{оп}$ кожний раз слід розраховувати стан ТС ПТ-60 без ТНУ. Як приклад, в табл. 2 наведено результати розрахунків базових режимів ПТ-60 на теплофікаційному навантаженні без АБТН, які потрібні для визначення зміни характеристик турбіни з інтегрованим АБТН.

При розрахунку кожного режиму ТС без АБТН підбирається витрата пари на вході у турбіну G_t , яка забезпечує необхідну температуру ПСВ та $[G_k]_{min} = 26 \text{ т/год}$.

При розрахунках приймалося (компоненти $\bar{z}_{z,r}$):

- ККД котельної установки як і ПВК 0,9;
- відносний ефективний ККД проточної частини: ЦВТ 0,800, ЧСТ 0,820, ЧНТ 0,555;
- повернення конденсату з виробничого відбору 75 % з температурою $40 \text{ }^\circ\text{C}$;
- циркуляційна система охолодження турбогенератора працює з витратою води $G_{ЦВ} = 1300 \text{ т/год}$, підживлення 0,2 %.

З аналізу даних табл. 2 видно:

- починаючи з $t_{3,п}^c = -2,5 \text{ }^\circ\text{C}$, ПТ-60 працює у одному режимі («корисна» генерація $N_{ек} = 47,167 \text{ МВт}$), оскільки теплофікаційний відбір практично максимально завантажений ($G_{теп.в} = 144,7 \text{ т/год} < 150 \text{ т/год}$) догрів ЗСВ реалізується у ПВК. Таке досить велике теплофікаційне завантаження турбіни призводить до зменшення електрогенерації (працює на користь АБТН);
- найбільша витрата палива $25,3 \text{ т у.п./год}$ у найхолодніший місяць січень $t_{3,п}^c = -5,4 \text{ }^\circ\text{C}$ (при $G_{ЗСВ} < 1330 \text{ т/год}$ зогрівання у ПВК непотрібне), найменша – у перехідний період.

За даними табл. 2 було визначено об'єми ресурсів, які витрачені турбоустановкою ПТ-60 за опалювальний сезон, і які змінюються при інтеграції АБТН: продано електроенергії 189,8 ГВт·год, спалено 97,6 тис. т у.п. палива, на підживлення витрачено: 113,3 тис. т технічної води (ЦВ), 83,3 тис. т пом'якшеної.

В якості розрахункових температур $t_{3,п}$ для визначення показників роботи ПТ-60 в опалювальний сезон (листопад–березень) обрано компоненти вектора $\{-5,4; -4,5; +0,9; +5; +1,5; -3\}$, що відповідають по ДСТУ з кліматології середнім місячним температурам міст України з цими турбінами. В перехідні періоди (половини жовтня та квітня) прийнято $t_{3,п}^c = +5 \text{ }^\circ\text{C}$.

Основний вклад у зміну річних витрат при інтеграції АБТН до ТС парової турбіни дає економія палива, висока ціна якого підвищує шанси на отримання спроможних результатів задачі (6). Тому паливом у дослідженні обраний природний газ (теплотворна здатність $\sim 35000 \text{ кДж/м}^3$ при густині $\sim 0,7 \text{ кг/м}^3$).

Член під знаком суми з виразу (6) розраховується:

$$\Delta Pr(t_{3,п}) = \Delta N_{ек} \cdot c_e + \Delta B \cdot c_{у,п} + \Delta G_{ХОВ} \cdot c_{ХОВ} + \Delta G_{Тех} \cdot c_{Тех\text{ в}} + \Delta tax,$$

Таблиця 2 – Характеристика стану ТС ПТ-60/70-130/13 при середньомісячних режимах навантаження без АБТН при забезпеченні тепlopостачання по графіку 150/70 °С з витратою сільової води 1600 т/год та відпуску з виробничого відбору* 20 т/год пари

Найменування показника		Місяці:					
		I	II	III	IV, X	XI	XII
Середньомісячна температура $t_{\text{сп}}, ^\circ\text{C}$		-5,4	-4,5	+0,9	+5	+1,5	-3
Час стояння цієї температури, год		744	672	744	732	720	744
Живильна вода котла	- температура, $^\circ\text{C}$	237,7	237,7	235,4	223,5	234,7	237,7
	- витрата, т/год	259,3	259,3	243,9	173,09	239,38	259,3
Витрата пари на турбіну, т/год		249,20	249,20	234,42	166,36	230,07	249,20
Витрата пари на:	- виробничий відбір, т/год звідки*:	34,14	34,14	33,39	29,83	33,17	34,14
	- ПВТ 3 на регенерацію, т/год	11,47	11,47	10,85	7,93	10,67	11,47
	- ПНТ 4 на регенерацію, т/год	10,22	10,22	9,67	7,05	9,50	10,22
	- ПНТ 3 на регенерацію, т/год	6,23	6,23	5,96	4,66	5,88	6,23
	- теплофікаційний відбір, т/год, звідки:	144,47	144,47	123,68	85,36	120,64	144,47
	- ПНТ 2 на регенерацію, т/год	7,07	7,07	7,00	6,51	6,99	7,07
	- бойлер	т/год (відпущена теплота, Гкал/год)	133,92 (70,00)	133,92 (70,00)	123,68 (64,64)	75,37 (39,40)	120,64 (63,06)
Теплота підведена у ПВК, Гкал/год		11,43	9,03	0,0	0,0	0,0	5,02
Витрата:	Пари в конденсатор, т/год	26,0 (тиск 0,00334 МПа, температура 25,9 °С)					
	ЦВ підживлення за час стояння температури, тис. т	19,34	17,47	19,34	19,03	18,72	19,34
Витрата води на підживлення турбоустановки:	- годинна, т/год	16,623	16,623	16,03	13,309	15,858	16,623
	- за час стояння температури, тис. т	12,37	11,17	26,23	9,74	11,42	12,37
Сільова вода	- витрата (підживлення), м ³ /год	1600 (32)					
	- температура ЗСВ, $^\circ\text{C}$	52,06	51,15	45,65	52,24	45,03	49,62
	- температура ПСВ*, $^\circ\text{C}$	103,5	101,13	86,87	78,0	85,28	97,17
Електрична потужність:	- власних потреб, МВт	1,189	1,189	1,1123	0,824	1,104	1,189
	- «корисна», МВт	47,167	47,167	44,492	31,901	43,700	47,167
«Корисна» електрична енергія за час стояння температури, ГВт·год		35,09	31,70	33,10	23,35	31,46	35,09
ККД електричний, %		0,28096	0,28096	0,28051	0,27735	0,28040	0,28096
Сумарно витрачено теплоти, Гкал/год		82,39	79,98	65,62	40,36	64,03	75,98
Годинна витрата умовного палива	- котел, т у.п./год	23,486	23,486	22,190	16,100	21,805	23,486
	- ПВК, т у.п./год	1,815	1,433	0	0	0	0,796
	- сумарна, т у.п./год	25,300	24,918	22,190	16,100	21,805	24,282
Витрата умовного палива за час стояння температури, тис. т у.п.		18,82	16,74	16,51	11,79	15,70	18,07

де після інтеграції АБТН маємо годинні зміни вартостей в місяць опалювального сезону таких енергетичних складових:

$\Delta N_{\text{ек}}$ – «корисної» електричної потужності турбогенератора;

ΔB – витрати умовного палива;

$\Delta G_{\text{ХОВ}}$ – витрати пом'якшеної води підживлення турбоустановки;

$\Delta G_{\text{тех.в}}$ = $G_{\text{к мин}} - G_{\text{град}}$ – витрати підживлення технічною водою (зменшується витрата ЦВ на градирню і, як наслідок, об'єми її випарювання);

$c_e, c_{\text{у.п.}}, c_{\text{ХОВ}}, c_{\text{тех.в}}$ – відповідно ціни одиниць виміру перелічених енергетичних складових;

$\Delta tax = \Delta B_{\text{ПГ}} (m_{\text{CO}_2} \cdot h_{\text{CO}_2} + m_{\text{NO}_x} \cdot h_{\text{NO}_x})$ – різниця у сплаті екологічного податку за шкідливі викиди до атмосфери після інтеграції АБТН, тут $\Delta B_{\text{ПГ}}$ – різниця у витраті природного газу у котлоагрегаті до і після інтеграції АБТН,

$m_{\text{CO}_2}, m_{\text{NO}_x}$ – маси шкідливих викидів CO_2 та NO_x в атмосферу, що утворюються при спалюванні 1 т природного газу,

$h_{\text{CO}_2} = 0,8047 \text{ USD/т}, h_{\text{NO}_x} = 69,045 \text{ USD/т}$ – ставки

екологічного податку у 2023 році за ці шкідливі викиди до атмосфери в Україні.

Для визначення розміру шкідливих викидів CO_2 та NO_x до атмосфери скористаємося [22], де наведено, що при спалюванні 1 т природного газу (відповідає ~ 1,704 т у.п.) утворюються така кількість шкідливих викидів: $m_{\text{CO}_2} = 2,726 \text{ т/т}, m_{\text{NO}_x} = 0,0143 \text{ т/т}$.

Залежності питомої ціни $c_{\text{АБТН}}$, вартості $I_{\text{АБТН}}$ АБТН та сумарних інвестицій від його теплової потужності $Q_{\text{н АБТН}}$ представлені на рис. 6.

Вартість встановлення УПГМ потужністю $N_{\text{УПГМ}} = 1 \text{ МВт}$ складає $I_{\text{УПГМ}} \approx 350 \text{ тис. USD}$ [20, 21]. В результаті маємо:

$$I_{\text{УПГМ}} = \begin{cases} 350 \text{ тис. USD}, & 600 \text{ кВт} < N_{\text{УПГМ}} \leq 1000 \text{ кВт}, \\ N_{\text{УПГМ}} \cdot c_{\text{УПГМ}}, & \text{якщо } N_{\text{УПГМ}} > 1000 \text{ МВт}, \end{cases}$$

де $c_{\text{УПГМ}} = 350 \text{ USD/кВт}$.

Результати вирішення задачі вибору оптимальної потужності $Q_{\text{н АБТН}}$. Результати визначення прибутку за опалювальний сезон та $\tau_{\text{ок}}$ для трьох $G_{\text{вироб}}$: 20, 50 та 80 т/год з тиском 1,296 МПа для ряду номінальних теплових потужностей АБТН, що

інтегрований до ТС ПТ-60, які ілюструють результати пошуку оптимальної потужності АБТН наведено на рис. 7. Витрати $G_{ЗСВ}$, що задавалися при розрахунках і відображені на цьому рисунку, обиралися з умов досягнення рівня окупності інвестицій, який є наближеним до перспективних значень.

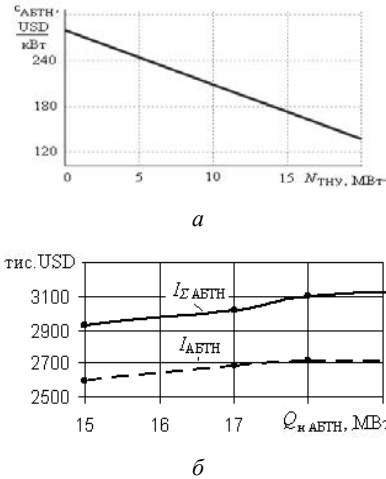


Рис. 6. Залежності питомої ціни c_{ABTH} (для потужних ТНУ за даними [23]) (а), вартості I_{ABTH} та сумарних інвестицій $I_{\Sigma ABTH}$ (б) від номінальної теплової потужності АБТН

Оптимізаційні розрахунки виконувалися при цінах на початок 2023 року: на електроенергію $c_e = 0,13$ USD/(кВт·год) – денна ціна по тарифу напруги II класу і паливо – природний газ

$c_{y.p.} = 309$ USD/т у.п. (16,5 грн/м³ з ПДВ, курс 1 USD – 37,28 грн.).

За експертними оцінками фахівців з ПМаш ім. А. М. Підгорного НАН України, що досліджують питання з очистки води для ТЕЦ, маємо: $c_{ХОВ} = 10$ USD/т, $c_{тех.в} = 0,2$ USD/т.

Згідно рис. 7:

- прибуток від впровадження АБТН до потужності 17,25 МВт зростає, а потім падає, що пояснюється зменшенням COP;

- мінімальний простий термін окупності технічного рішення з інтеграції АБТН до ТС ПТ-60 складає 2,3–4,3 роки в залежності від рівня $G_{вироб}$ та $G_{ЗСВ}$. Причому для усіх трьох варіантів $G_{вироб}$ (покривають значний діапазон зміни цих витрат) маємо одне значення $Q_{н, ABTH}^{opt} \approx 17,25$ МВт. На цей результат працюють два фактори: до цієї позначки потужність УПГМ не перевищувала 1 МВт, тобто можливо було застосувати більш дешеву машину, при цій потужності ТНУ $G_k \approx G_s$.

Відзначимо такі особливості інтеграції АБТН:

- при $G_{вироб} = 0$, $t_{з.п.} \geq 5$ °С, якщо $G_{ЗСВ} < 1820$ т/год, складно забезпечити роботу ПТ-60 без АБТН ($N_{ск} < 30$ МВт). З аналогічних причин при цих $t_{з.п.}$ неможливо використовувати АБТН (ТНУ приходить виключати);

- при прийнятих цінах на енергоносії для АБТН з $Q_{н, ABTH} > 15$ МВт при $G_{вироб} > 20$ т/год та $G_{ЗСВ} > 1550$ т/год очікується перспективний для впровадження ($\tau_{ок} < 3$ років) термін окупності;

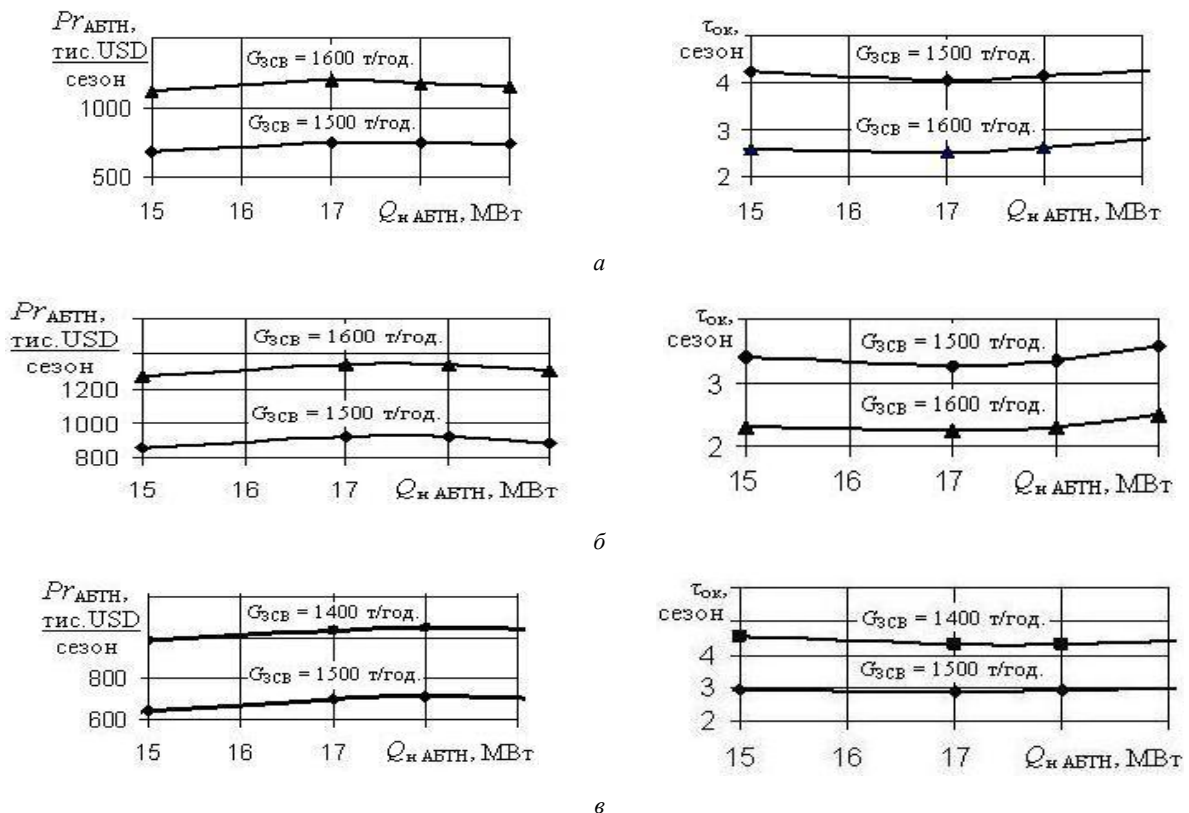


Рис. 7. Залежність при роботі турбіни на режимі тепlopостачання прибутку за опалювальний сезон Pr_{ABTH} та простого терміну окупності $\tau_{ок}$ від номінальної теплової потужності АБТН N_{ABTH} , що інтегрований до ТС ПТ-60, при різних витратах: $G_{вироб}$ та $G_{ЗСВ}$:

а – $G_{вироб} = 20$ т/год; б – $G_{вироб} = 50$ т/год; в – $G_{вироб} = 80$ т/год

- при $Q_{н\text{ АБТН}} \geq 18$ МВт і $t_{з.п.} \geq +2,3$ °С інтегрована ТНУ вимушено працює з малим COP 1,1–1,4 (на більш низьких $t_{з.п.}$ COP $\approx 1,71$).

Результати розрахунків характеристик ТС ПТ-60 з інтегрованим АБТН оптимальною потужністю ~ 17 МВт на навантаженнях, що відповідають зазначеним $t_{з.п.}$ при $G_{\text{вироб}} = 20$ т/год, $G_{\text{ЗСВ}} = 1600$ т/год, $P_{h1} = 0,233$ МПа (тиск пари на вихлопі УПГМ $\sim 0,25$ МПа) наведено у табл. 3.

Як видно з табл. 3, при інтеграції АБТН $Q_{н\text{ АБТН}}^{\text{ор}} = 17,25$ МВт до ТС ПТ-60:

- в ТНУ нагрівається тільки частина ЗСВ ($G_w = 368\text{--}472$ т/год) тому про прямий підігрів води підживлення нема мови;

- до $t_{з.п.} = -5,4$ °С не використовується ПВК.

Результати розрахунку зміни показників турбоустановки ПТ-60 після інтеграції АБТН 17,25 МВт до її ТС представлені у табл. 4,

$C_{\text{вироб}} = 20$ т/год, $G_{\text{ЗСВ}} = 1600$ т/год.

При інтеграції АБТН 17,25 МВт до ТС ПТ-60 за опалювальний сезон маємо прибуток 1257,7 тис. USD, при інвестиціях ~ 3050 тис. USD отримуємо простий термін окупності 2,42 роки.

Як свідчать данні з табл. 4, при інтеграції АБТН до ТС ПТ-60 стійку тенденцію до зменшення вартості за опалювальний сезон мають витрати палива і технічної води підживлення циркуляційної системи охолодження при недогенерації ($\sim 4,4$ ГВт·год), яка зменшує прибуток, хоча за холодні місяця (у варіанті без АБТН включений ПВК) була додаткова електрогенерація.

Висновки. З використанням побудованої математичної моделі та сформульованої задачі пошуку оптимальної потужності АБТН з паровим обігрівом, при інтеграції його до теплової схеми ПТ-60/70-130/13 розв'язано задачу визначення номінальної теплової потужності АБТН.

Таблиця 3 – Стан ТС ПТ-60 при середньомісячних режимах навантаження з інтегрованим АБТН 17,25 МВт при забезпеченні теплопостачання по графіку 150/70 °С з витратою сільової води 1600 т/год та відпуску з виробничого відбору* 20 т/год пари, $P_{h1} = 0,233$ МПа. Потужність УПГМ 971 кВт

Найменування показника		Місяці:						
		I	II	III	IV, X	XI	XII	
Середньомісячна температура $t_{з.п.}$, °С		-5,4	-4,5	+0,9	+5	+1,5	-3	
Витрата пари на турбіну, т/год		260,05	253,39	214,12	154,30	209,85	242,37	
Витрата пари у відборі турбіни:	- у виробничий, т/год; звідки*:	50,15	49,81	47,82	44,64	47,59	49,26	
	- ПВТ 3 на регенерацію, т/год	11,92	11,65	10,00	7,40	9,82	11,19	
	- на АБТН, т/год	15,46						
	- ПНТ 4 на регенерацію, т/год	10,62	10,37	8,90	6,58	8,74	9,96	
	- ПНТ 3 на регенерацію, т/год	6,72	6,60	5,87	4,72	5,79	6,40	
	- у теплофікаційний, т/год; звідки:	136,88	132,29	104,79	61,31	101,73	124,63	
	- ПНТ 2	6,71	6,67	6,54	6,40	6,53	6,62	
- бойлер	- т/год	126,70	122,13	104,79	51,43	91,72	114,53	
	(теплота, Гкал/год)	(66,22)	(63,84)	(49,53)	(26,88)	(47,94)	(59,86)	
Абсорбційний тепловий насос	Пара, що гріє	Вхід:	$P_{h1} = 0,233$ МПа, $t_{h1} = 146$ °С					
		Вихід:	$P_{h2} = 0,099$ МПа, $t_{h1} = t_{w2}$					
	Вода, що охолоджується	Теплота на регенерацію, Гкал/год	1,283	1,294	1,342	1,280	1,345	1,310
		Вхід: $P_{s1} = 0,02$ МПа, t_{s1} , °С:	38,7	38,4	36,2	36,9	35,9	37,8
		Вихід: $P_{s2} = 0,15$ МПа, t_{s2} , °С:	33,7	33,4	31,2	31,9	30,9	32,8
		Витрата G_{s2} , т/год	1249	1249	1246	734	1247	1248
	Вода, що гріється	Відведено теплоти Q_s , МВт	6,155	6,156	6,153	3,620	6,158	6,156
		Вхід:	$P_{w1} = 0,25$ МПа, $t_{w1} = t_{з.п.}$					
		Вихід: $P_{w1} = 0,165$ МПа, t_{w2} , °С:	82,97	83,68	86,8	82,8	87,0	84,75
	Підвід теплоти до ЗСВ, Гкал/год	Витрата G_w , т/год	478	455	359	476	347	421
		Витрата до ЗСВ, Гкал/год	17,248	17,249	17,246	14,299	17,250	17,249
Електрична потужність насосів, кВт		40	40	40	33	39	40	
Відносна теплова потужність		0,9999	0,9999	0,9997	0,8289	1,0000	0,9999	
COP		1,710	1,710	1,710	1,417	1,710	1,710	
Конденсатор	- тиск $P_k \cdot 10^3$, МПа	7,217	7,099	6,302	6,546	6,210	6,891	
	- витрата, т/год	26,0	26,0	26,0	26,0	26,0	26,0	
Сільова вода зворотна (ЗСВ), пряма (ПСВ)		витрату (підживлення) та температуру ЗСВ та ПСВ див. у табл. 2						
Витрата	- ЦВ на градирню, т/год	50 (підживлення 1 т/год)						
	- води на підживлення ТУ, т/год	17,057	16,791	15,221	12,826	15,049	16,350	
Електрична потужність:	- власних потреб, МВт	1,198	1,168	0,996	0,738	0,977	1,120	
	- «корисна», МВт	49,501	48,306	41,176	30000	40,385	46,318	
ККД електричний, %		0,27769	0,27741	0,27548	0,27069	0,27527	0,27695	
Теплота підведена до ЗСВ, Гкал/год		81,46	79,06	64,64	40,12	63,06	75,05	
Витрата умовного палива	- котел, т у.п./год	24,429	23,852	20,402	14,998	20,016	22,888	
	- ПВК, т у.п./год	0	0	0	0	0	0	

Таблиця 4 – Зміна показників ПТ-60 після інтеграції $Q_{\text{н.АБТН}}^{\text{опт}} \approx 17,25$ МВт (див. табл. 2 та табл. 3)

Найменування показника		Місяці:					
		I	II	III	IV, X	XI	XII
Середньомісячна температура $t_{\text{зн}}$, °C		-5,4	-4,5	+0,9	+5	+1,5	-3
Час стояння цієї температури, год		744	672	744	732	720	744
Зміни за час стояння:	- електроенергії на продаж, ГВт·год	1,736	0,765	-2,467	-1,392	-2,387	-0,632
	- сумарних витрат умовного палива, т у.п	648	716	1330	807	1288	1037
	- витрат на підживлення:						
	- ЦВ на градирню, тис. т	18,6	16,8	18,6	18,3	18	18,6
	- пом'якшеної води, т	-323	-113	602	354	582	203
	- у викидах CO ₂ , т	1037	1146	2128	1290	2061	1659
- у викидах NO _x , т	5,438	6,011	11,163	6,769	10,809	8,703	
Вартість зміни після інтеграції АБТН	- електроенергії на продаж, тис. USD	225,7	99,5	-320,7	-180,9	-310,3	-82,1
	- сумарних витрат умовного палива, тис. USD	200,2	221,4	411,1	249,3	398,0	320,5
	- витрат на підживлення:						
	- ЦВ, тис. USD	0,372	0,336	0,372	0,366	0,360	0,372
	- пом'якшеної води, тис. USD	-3,229	-1,129	6,019	3,536	5,825	2,031
	- сплати екологічного податку за викиди зі стаціонарних джерел						
	- CO ₂ , тис. USD	0,834	0,922	1,712	1,038	1,658	1,335
	- NO _x , тис. USD	0,375	0,415	0,771	0,467	0,746	0,601
- сума, тис. USD	1,109	1,337	2,483	1,505	2,404	1,936	
Сумарна економія за місяць, тис. USD		424,3	321,4	99,2	73,8	96,3	242,7

Визначені оптимальні рішення при різних витратах зворотної сітьової води та пари (0, 20, 50 та 80 т/год), яка відпускається з тиском 1,296 МПа від виробничого відбору турбіни ПТ-60/70-130/13.

Знайдено оптимальну номінальну теплову потужність АБТН, за умов обігріву парою тиском 0,233 МПа для розглянутих варіантів. Рациональна теплова потужність АБТН становить 17,4 МВт. За цієї теплової потужності витрати води, що охолоджується у ТНУ, й та, що охолоджує конденсатор й системи змазки і генератора близькі до мінімальної витрати пари у конденсатор на теплофікаційному режимі.

Отримано, що простий термін окупності АБТН (~ 17,25 МВт) при інтеграції до ТС ПТ-60/70-130/13, становить 2,3–4,3 роки залежно від $G_{\text{вироб}}$ і $G_{\text{ЗСВ}}$. При $G_{\text{ЗСВ}} > 1550$ т/год та $G_{\text{вироб}} > 20$ т/год $\tau_{\text{ок}} < 3$ років тому реалізація АБТН є перспективним.

Результати дослідження показали, що наслідком інтеграції АБТН оптимальної потужності (17,25 МВт) до ТС ПТ-60/70-130/13 протягом опалювального сезону ($G_{\text{вироб}} = 20$ т/год, $G_{\text{ЗСВ}} = 1600$ т/год) є:

- зменшення електрогенерації на 2,3 %;
- економія: палива на ~ 6 %, технічної води на підживлення циркуляційної системи на 96 %, – пом'якшеної води на підживлення на 1,9 %.

Економія палива дає можливість зменшити протягом опалювального сезону шкідливі викиди до атмосфери: CO₂ на 9321 т, NO_x на 48 т, зберегти 108,9 тис. т води – важливий екологічний ефект від інтеграції АБТН.

Дослідження питання інтеграції АБТН до більш потужних енергоблоків слід продовжити, у зв'язку з тим, що стосовно турбіни Т-110/120-130, слід очікувати зменшення $\tau_{\text{ок}}$ за рахунок скорочення інвестицій зниження питомої вартості устаткування.

Список літератури

1. Романюк В. Н., Мусліна Д. Б., Бобіч А. А., Коломицька Н. А., Бубирь Т. В., Мальков С. В. Абсорбційні теплові насоси у

тепловій схемі ТЕЦ для підвищення її енергетичної ефективності. *Енергія і менеджмент*. 2013. № 1. С. 14–19.

2. *Absorption heat pumps*. URL: <https://est-rus.eu/oborudovanie/teplovie-nasosy> (дата звернення: 02.12.2022).
3. *Absorption heat pump water chilling unit energy-saving reconstruction project of Cangzhou Huarun Thermal Power Plant*. URL: http://en.thholding.com.cn/2016-08/03/c_54899.htm (дата звернення: 10.11.2016).
4. *Типові вимоги до обладнання та матеріалів при будівництві, реконструкції та ремонті енергооб'єктів структурних підрозділів КП «КІВТЕПЛОЕНЕРГО»*. Технічна політика. *Теплотехнічне обладнання. ТП-4/01/1-87-21*. Київ, 2021. 86 с. URL: <http://kte.kmda.gov.ua/wp-content/uploads/2921/09/Tehn.-polityka-KP-KTE-teplo-2021-zatverdzh.pdf> (дата звернення: 10.11.2021).
5. Deng T., Controls J., Liu Z., Yin P. Waste-heat Recovery from Power Plant for District Heating. *Heat Transfer*. 2019. Vol. 26, no. 8. P. 39–41.
6. Zhang L., Zhang Yu, Zhou L., E Z., Wang K., Wang Z., Li G., Qu B. Research of waste heat energy efficiency for absorption heat pump recycling thermal power plant circulating water. *IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science*. Vol. 121, issue 4. Sanya: IOP, 2018. 4 p. doi: 10.1088/1755-1315/121/4/0
7. Wang J., Liu W., Liu G., Sun W., Li G., Qiu B. Theoretical Design and Analysis of the Waste Heat Recovery System of Turbine Exhaust Steam Using an Absorption Heat Pump for Heating Supply. *Energies*. 2020. Vol. 13, no. 23. doi: 10.3390/en13236256
8. Yavorovsky Yu. V., Bartenev A. I., Sultanguzin I. A., Alimgazin A. Sh., Prishchepova S. A., Kalyakin I. D. Improving Energy and Environmental Efficiency of Combined Heat-and Power Plant Based on Absorption Heat Transformers. *E3S Web of Conferences*. 2020. Vol. 178. 6 p. doi: 10.1051/e3sconf/202017801010
9. Xu Z. Y., Gao J. T., Mao H. C., Liu D. S., Wang R. Z. Double-section absorption heat pump for the deep recovery of low-grade waste heat. *Energy Conversion and Management*. 2020. P. 113072.
10. Wang Z., Shen H., Gu Q., Wen D., Liu G., Gao W., Ren J. Economic Analysis of Heat Pump Recovery System for Circulating Water Waste Heat in Power Plant. *E3S Web of Conferences*. 2021. Vol. 256. 4 p. doi: 10.1051/e3sconf/202125602011
11. Чиркін М. Б., Кузнецов М. А., Шерстов Є. В., Стенников В. Н. Потенційна можливість та технічна раціональність застосування теплонасосних технологій при комбінованому виробництві електричної та теплової енергії. *Проблеми машинобудування*. 2014. Т. 17, № 1. С. 11–20.
12. Шубенко О. Л., Бабак М. Ю., Сенечький О. В. Оцінка доцільності інтеграції абсорбційного теплового насоса до технологічної схеми конденсаційної турбіни. *Матеріали*

- міжнародної науково-технічної конференції «Фізико-технічні проблеми енергетики та шляхи їх вирішення» (19 червня 2019 р., Харків). Харків: Видавництво ХНУ ім. В. Н. Каразіна, 2019. С. 30–31.
13. Redko A., Redko I., Pavlovskiy S., Burda Y., Pivnenko Y., Alforov S. Application of an absorption heat pump in the conditions of an existing combined heat and power plant. *Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання*. 2020. Вип. 34. С. 57–62. doi: 10.32347/2409-2606.2020.34.57-62
 14. Арсеньєв В. М., Мелейчук С. С. *Теплові насоси: основи теорії і розрахунку*. Суми: СумДУ, 2018. 364 с.
 15. *Типова нормативна характеристика турбоагрегату ПТ-60-130-13 РД 34.30.711*. Київ: Спеціалізований центр науково-технічної інформації ОРГРЕС, 1975. 36 с.
 16. *Broad absorption heat pump*. URL: <http://www/en.broad.com/Storage/Largedownloads/enydfdrb.pdf> (дата звернення: 02.12.2022).
 17. *Absorption lithium bromide heat pumps TEPOSIBMASH*. URL: <http://www.teposibmash.en/catalog/id/7/> (дата звернення: 03.12.2022).
 18. *Absorption lithium bromide heat pumps TEPOSIBMASH*. 2003. No. 1. P. 30–41. URL: <http://www.teposibmash.en> (дата звернення: 03.12.2022).
 19. Усатий О. П., Животченко Ю. В. Аналіз впливу ефективності окремих відсіків потужної парової турбіни на результати оптимізації теплової схеми турбоблока. *Вісник Нац. техн. ун-ту «ХПІ»*. Сер.: *Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування*. Харків: НТУ «ХПІ». 2018. № 10. С. 19–25.
 20. Мальяренко В. А., Шубенко О. Л., Андреев С. Ю., Бабак М. Ю., Сенецький О. В. *Когенераційні технології в малій енергетиці: монографія*. Харків. нац. ун-т міськ. гоп-ва ім. О. М. Бекетова, Ін-т проблем машинобуд. ім. А. М. Підгорного. Харків: ХНУМГ ім. О. М. Бекетова, 2018. 454 с.
 21. Ротач Р. Р., Ваньков Ю. В., Зіганшин Ш. Г., Ізмайлова О. В. Оптимізація теплової схеми шляхом впровадження парової гвинтової машини. *Вісті вищих навчальних закладів. Проблеми енергетики*. 2019. Т. 19. № 5. С. 14–21.
 22. Shubenko A., Babak M., Senetskiy O., Sarapin V., Forkun Ya. Turboexpander unit use for efficiency increase of gas compressor station. *Advances in Mechanical and Power Engineering. CAMPE 2021. Lecture Notes in Mechanical Engineering*. Cham: Springer, 2023. P. 34–43. doi: 10.1007/978-3-031-18487-1_4
 23. *Heat pumps in modern industry and municipal infrastructure. Informational and methodological publication*. Pero Publishing House, 2016. 204 p.
- References (transliterated)**
1. Romanyuk V. N., Muslina D. B., Bobich A. A., Kolomyts'ka N. A., Bubyr' T. V., Mal'kov S. V. Absorbtsiyni teplovi nasosy u teplovyi skhemi TETs dlya pidvyshchennya yiyi enerhetychnoyi efektyvnosti [Absorption heat pumps in the thermal circuit of the CHP to increase its energy efficiency]. *Enerhiya i menedzhment*. 2013, no. 1, pp. 14–19.
 2. *Absorption heat pumps*. Available at: <https://est-rus.en/oborudovanie/teplovie-nasosy> (accessed 02.12.2022).
 3. *Absorption heat pump water chilling unit energy-saving reconstruction project of Cangzhou Huarun Thermal Power Plant*. Available at: http://en.tholding.com.cn/2016-08/03/c_54899.htm (accessed 10.11.2016).
 4. *Typovi vymohy do obladnannya ta materialiv pry budivnytstvi, rekonstruktsiyi ta remontu enerhoob'ektivnykh strukturnykh pidrozdiliv KP "KYIVTEPLOENERHO"*. *Tekhnichna polityka. Teplotekhnichne obladnannya*. TP-4/01/1-87-21 [Standard requirements for equipment and materials for the construction, reconstruction and repair of power facilities of the structural units of KIEVTEPLOENERGO. Technical policy. Heat engineering equipment. TP-4/01/1-87-21]. Kyiv, 2021. 86 p. Available at: <http://kte.kmda.gov.ua/wp-content/uploads/2921/09/Tehn.-polityka-KP-KTE-teplo-2021-zatverdzh.pdf> (accessed 10.11.2021).
 5. Deng T., Controls J., Liu Z., Yin P. Waste-heat Recovery from Power Plant for District Heating. *Heat Transfer*. 2019, vol. 26, no. 8, pp. 39–41.
 6. Zhang L., Zhang Yu, Zhou L., E Z., Wang K., Wang Z., Li G., Qu B. Research of waste heat energy efficiency for absorption heat pump recycling thermal power plant circulating water. *IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science*. Vol. 121, issue 4. Sanya, IOP Publ., 2018, 4 p. doi: 10.1088/1755-1315/121/4/0
 7. Wang J., Liu W., Liu G., Sun W., Li G., Qiu B. Theoretical Design and Analysis of the Waste Heat Recovery System of Turbine Exhaust Steam Using an Absorption Heat Pump for Heating Supply. *Energies*. 2020, vol. 13, no. 23. doi: 10.3390/en13236256
 8. Yavorovsky Yu. V., Bartenev A. I., Sultanguzin I. A., Alimgazin A. Sh., Prishchepova S. A., Kalyakin I. D. Improving Energy and Environmental Efficiency of Combined Heat-and Power Plant Based on Absorption Heat Transformers. *E3S Web of Conferences*. 2020, vol. 178, 6 p. doi: 10.1051/e3sconf/202017801010
 9. Xu Z. Y., Gao J. T., Mao H. C., Liu D. S., Wang R. Z. Double-section absorption heat pump for the deep recovery of low-grade waste heat. *Energy Conversion and Management*. 2020. P. 113072.
 10. Wang Z., Shen H., Gu Q., Wen D., Liu G., Gao W., Ren J. Economic Analysis of Heat Pump Recovery System for Circulating Water Waste Heat in Power Plant. *E3S Web of Conferences*. 2021, vol. 256, 4 p. doi: 10.1051/e3sconf/202125602011
 11. Chyrkin M. B., Kuznyetsov M. A., Sherstov Ye. V., Stennykov V. N. Potentsiyna mozhlyvist' ta tekhnichna ratsional'nist' zastosuvannya teplonasosnykh tekhnolohiy pry kombinovanomu vyrobnytstvi elektrychnoyi ta teplovyi enerhiyi [Potential possibility and technical rationality of using heat pump technologies in combined heat and power generation]. *Problemy mashynobuduvannya*. 2014, vol. 17, no. 1, pp. 11–20.
 12. Shubenko O. L., Babak M. Yu., Senets'kyy O. V. Otsinka dotsil'nosti intehratsiyi absorbtsiynoho teplovoho nasosa do tekhnolohichnoyi skhemy kondensatsiynoyi turbiny [Assessment of the feasibility of integrating an absorption heat pump into a condensing turbine process flow diagram]. *Materialy mizhnarodnoyi naukovo-tekhnichnoyi konferentsiyi "Fizyko-tekhnichni problemy enerhetyky ta shlyakhy yikh vyrishennya" (19 chervnya 2019 r., Kharkiv)* [Proc. of the Int. Sci.-Techn. Conf. "Physical and Technical Problems of Energy and Ways to Solve Them" (19 June 2019, Kharkiv)]. Kharkiv, V. N. Karazin Kharkiv National University Publ., 2019, pp. 30–31.
 13. Redko A., Redko I., Pavlovskiy S., Burda Y., Pivnenko Y., Alforov S. Application of an absorption heat pump in the conditions of an existing combined heat and power plant. *Ventylyatsiya, osvittleniya ta teplohapostachannya*. 2020, issue 34, pp. 57–62. doi: 10.32347/2409-2606.2020.34.57-62
 14. Arsen'yev V. M., Meleychuk S. S. *Teplovi nasosy: osnovy teorii i rozrakhunku* [Heat pumps: the basics of theory and calculation]. Sumy, SumDU Publ., 2018. 364 p.
 15. *Typova normatyvna kharakterystyka turboahrehatu PT-60-130-13 RD 34.30.711*. [Typical regulatory characteristics of PT-60-130-13 RD 34.30.711]. Kyiv, Spetsializovanyy tsentr naukovo-tekhnichnoyi informatsiyi ORHRES Publ., 1975. 36 p.
 16. *Broad absorption heat pump*. Available at: <http://www/en.broad.com/Storage/Largedownloads/enydfdrb.pdf> (accessed 02.12.2022).
 17. *Absorption lithium bromide heat pumps TEPOSIBMASH*. Available at: <http://www.teposibmash.en/catalog/id/7/> (accessed 03.12.2022).
 18. *Absorption lithium bromide heat pumps TEPOSIBMASH*. 2003, no. 1, pp. 30–41. Available at: <http://www.teposibmash.en> (accessed 03.12.2022).
 19. Usaty O. P., Zhivotchenko Yu. V. Analiz vplyvu efektyvnosti okremykh vidsikiv potuzhnoyi parovoyi turbiny na rezul'taty optimizatsiyi teplovoyi skhemy turbobloka [Analysis of the influence of the efficiency of individual compartments of a powerful steam turbine on the results of optimisation of the turbine unit thermal scheme]. *Visnyk Nats. tekhn. un-tu "KhPI". Seriya: Enerhetychni ta teplotekhnichni protsesy y ustatkuvannya* [Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Power and Heat Engineering Processes and Equipment]. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2018, no. 10, pp. 19–25.
 20. Malyarenko V. A., Shubenko O. L., Andryeyev S. Yu., Babak M. Yu., Senets'kyy O. V. *Koheneratsiyni tekhnolohiyi v maliy enerhetytsi: monohrafiya* [Cogeneration technologies in small energy]. Kharkiv. nats. un-t mis'k. hop-va im. O. M. Bektetova, In-t problem mashynobud. im. A. M. Pidhornoho [O. M. Bektetov National University of Urban Economy in Kharkiv, A. Podgorny Institute of Problems of Mechanical Engineering NAS Ukraine]. Kharkiv, O. M. Bektetov KhNUMG Publ., 2018. 454 p.
 21. Rotach R. R., Van'kov Yu. V., Zihanshyn Sh. H., Izmaylova O. V.

- Optymizatsiya teplovoyi skhemy shlyakhom vprovadzhennya parovoyi hvyntovoyi mashyny [Optimisation of the thermal scheme by introducing a steam screw machine]. *Visti vyshchykh navchal'nykh zakladiv. Problemy enerhetyky*. 2019, vol. 19, no. 5, pp. 14–21.
22. Shubenko A., Babak M., Senetskyi O., Sarapin V., Forkun Ya. Turboexpander unit use for efficiency increase of gas compressor station. *Advances in Mechanical and Power Engineering*. CAMPE

2021. *Lecture Notes in Mechanical Engineering*. Cham, Springer Publ., 2023. P. 34–43. doi: 10.1007/978-3-031-18487-1_4
23. *Heat pumps in modern industry and municipal infrastructure. Informational and methodological publication*. Pero Publishing House, 2016. 204 p.

Надійшла (received) 13.12.2023

Відомості про авторів / About the Authors

Шубенко Олександр Леонідович (Shubenko Oleksandr) – доктор технічних наук, професор, член-кореспондент НАН України, Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України, головний науковий співробітник відділу оптимізації процесів і конструкції турбомашин; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-9014-1357>; e-mail: shuben@ipmach.kharkov.ua

Усатий Олександр Павлович (Usatyi Oleksandr) – доктор технічних наук, професор, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», завідувач кафедри «Турбінобудування»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-8568-5007>; e-mail: alpaus@ukr.net

Бабак Микола Юрійович (Babak Mikola) – кандидат технічних наук, старший науковий співробітник, Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України, старший науковий співробітник відділу оптимізації процесів і конструкції турбомашин; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-4281-2790>; e-mail: babak@ipmach.kharkov.ua

Форкун Яна Борисівна (Forkun Yana) – кандидат технічних наук, доцент, Харківський національний університет міського господарства ім. О. М. Бекетова, доцент кафедри «Альтернативна електроенергетика та електротехніка»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-5718-1426>; e-mail: jana.forkun@gmail.com

Сенецький Олександр Володимирович (Senetskyi Oleksandr) – доктор технічних наук, старший науковий співробітник, Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України, старший науковий співробітник відділу оптимізації процесів і конструкції турбомашин, Харківський національний університет міського господарства ім. О. М. Бекетова, доцент кафедри «Альтернативна електроенергетика та електротехніка»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-8146-2562>; e-mail: aleksandr-seneckij@ukr.net

A. ROGOVYI, REN QINGSHENG, WANG XINGRONG, A. NESKOROZHENYI, Y. TIMCHENKO

IMPROVEMENT OF DIMENSIONS AND CHARACTERISTICS OF THE VORTEX CHAMBER PUMP FOR COAL-WATER MEDIUM DELIVERING

The vortex chamber pump combines the positive characteristics of the centrifugal pump and the jet pump, and its efficiency is much higher than that of the classical jet pump. This pump differs from the vortex injector by having the pump flow into the tangential outlet channel, which is not available in the vortex injector. The traditional bulk material pump in many aspects has certain shortcomings, these shortcomings limit its application scope and use effect, the traditional bulk material pumps mechanical parts and seals rapidly wear, resulting in short service life. Based on solving the Reynolds equations for water flow, the influence of the angle between the tangential channels of the pump on the energy characteristics is analyzed: an increase in the angle to 180° leads to a decrease in the relative efficiency by 30 %, the outlet pressure by 12 %, and the suction flow rate by 14 %. Thus, the design with a zero angle between the tangential active medium inlet and the tangential outlet channels is optimal in terms of energy-saving pumping performance. As the diameter of the vortex chamber increases, there is no significant trend in the efficiency of the pumped fluid by the vortex chamber pump. With the increase in the total supply pressure, the axial inlet flow rate increase is relatively slow, and the outlet flow rate increases in a parabolic trend. The wear of the pump vortex chamber wall depends on the mass flow rate of coal entering the vortex chamber. The larger the mass flow rate of the abrasive medium, the greater the erosion rate density and the mean volume fraction in the vortex chamber of the vortex chamber pump. The smaller the particle diameter of the coal, the larger the erosion rate density and mean volume fraction in the vortex chamber of the vortex chamber pump. Thus, an increase in particle size should be sought, which will result in less wear.

Keywords: vortex chamber pump, mathematical modelling, wear, coal, water.

A. С. РОГОВИЙ, РЕНЬ ЦІНШЕН, ВАН СІНРУН, А. О. НЕСКОРОЖЕНИЙ, Є. І. ТИМЧЕНКО

УДОСКОНАЛЕННЯ ГЕОМЕТРИЧНИХ РОЗМІРІВ І ХАРАКТЕРИСТИК ВИХОРОКАМЕРНИХ НАСОСІВ ДЛЯ ПЕРЕКАЧУВАННЯ ВОДОВУГІЛЬНОГО СЕРЕДОВИЩА

Вихорокамерний насос поєднує в собі позитивні характеристики відцентрового і струминного насосів, а його ефективність набагато вища, ніж у класичного струминного насоса. Цей насос відрізняється від вихорового ежектора тим, що потік подається в тангенціальний вихідний канал, який відсутній у вихоровому інжекторі. Традиційний насос для силових матеріалів у багатьох аспектах має певні недоліки, ці недоліки обмежують сферу його застосування, механічні деталі та ущільнення традиційних насосів для силових матеріалів швидко зношуються, що призводить до короткого терміну служби. На основі розв'язання рівнянь Рейнольдса для потоку води проаналізовано вплив кута між тангенціальними каналами насоса на енергетичні характеристики: збільшення кута до 180° призводить до зменшення відносного ККД на 30 %, тиску на виході – на 12 %, а витрати всмоктування – на 14 %. Таким чином, конструкція з нульовим кутом між тангенціальним входом активного середовища і тангенціальним вихідним каналами є оптимальною з точки зору енергозберігаючих характеристик насоса. Зі збільшенням діаметра вихрової камери не спостерігається суттєвої тенденції до зниження ефективності перекачування рідини насосом. Зі збільшенням загального тиску подачі осьова витрата на вході збільшується відносно повільно, а витрата змішаного потоку на виході зростає за параболічним трендом. Знос стінки вихрової камери насоса залежить від масової витрати вугілля, що надходить у вихрову камеру. Чим більша масова витрата абразивного середовища, тим більша щільність швидкості ерозії і середня об'ємна частка твердого силову середовища у вихровій камері насоса. Чим менший діаметр частинок вугілля, тим більша щільність швидкості ерозії і середня об'ємна частка у вихровій камері насоса. Таким чином, слід прагнути до збільшення розміру частинок, що призведе до меншого зносу.

Ключові слова: вихорокамерний насос, математичне моделювання, зношування, вугілля, вода.

Introduction. In many industries, traditional pumps delivering bulk materials have some disadvantages in many aspects, including frequent maintenance, high failure rate, high cost, limited transmission distance, limited lift, requiring a large amount of water, and having a great impact on environmental shadow [1]. The failure rate of traditional bulk material pumps is high, because in the production and operation of the pump, various factors such as material quality, processing accuracy, installation and debugging, and maintenance will have an impact on the performance and life of the pump. In addition, the operating environment of the pump can also affect its failure rate, such as shock stress, vibration, chemical corrosion, and heat. Thus, in the pumping of bulk materials, shock stress, vibration, chemical corrosion, and high heat requirements, the reliability of the pump is especially important, the traditional bulk material pump in many aspects has certain shortcomings, and these shortcomings limit its application scope and use effect, the traditional bulk material pump mechanical parts and seals rapid wear, resulting in short service life [2].

Literature review. Classic pumps are prone to rapid

grinding wear due to the use of mechanical moving parts and seals. Practically all pump units used in hydraulic conveying plants, except for jet pump units, are subject to considerable wear and tear, as a result of which the average MTBF of pumps and parts varies between 700–2000 hours. In addition, increasing the service life requires the use of more expensive materials that are less susceptible to corrosion and abrasion [3, 4]. Improving the performance of the pumping bulk material device is an urgent problem to be solved [5]. In the papers [6–8] the new jet pump, the vortex chamber supercharger (VCS), is shown (Fig. 1). If the liquid is pumped, then the supercharger can be called a vortex chamber pump (VCP). The VCP can move solid particles in comparison with vortex ejectors which cannot do it because they have an axial exit channel [9, 10]. Moreover, the efficiency of the VCP is higher. Thus, further improvement of jet superchargers, and search for new technical solutions based on more efficient principles of energy transfer will allow to reduce specific energy consumption and improve economic characteristics of hydrotransportation.

In the previous studied was created the vortex

chamber supercharger with proper geometrical dimensions for delivering air with solid particles in pneumatic transport [1, 7, 8]. But VCS needs to be verified for delivering water and also it needs to optimize the angle between tangential channels and the diameter of the vortex chamber.

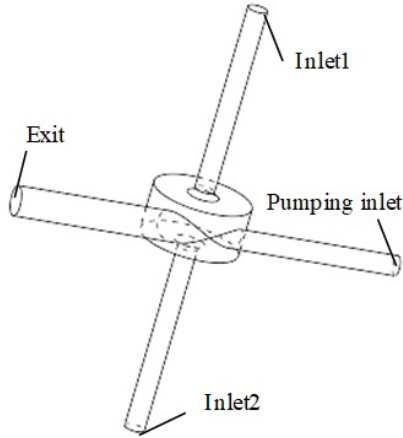


Fig 1. Vortex chamber pump layout

In addition, the pumping of coal particles can result in significant concentrations of coal particles, which can result in significant wear on the vortex chamber [11]. Therefore, it is necessary to estimate the concentrations of solids during pumping and to estimate the wear [12].

Goal. This work aims to improve the performance of the vortex chamber pump when pumping water, to optimize the angle between tangential channels and the diameter of the vortex chamber, to establish patterns of coal particulate flow in water, and to determine the wear characteristics of the vortex chamber.

Research Methodology. This study was carried out in two stages. First, a numerical simulation of the water flow in the vortex chamber pump was carried out based on the solution of the RANS (Reynolds-averaged Navier-Stokes equations) [13] using the Shear stress transport (SST) turbulence model [14]:

$$\frac{\partial u_i}{\partial t} + u_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j} = F_i - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\frac{\mu_{ef}}{\rho} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right]; \quad \frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0;$$

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j k) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu_{ef} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + P_k - \beta^* \rho k \omega;$$

$$\frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j \omega) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu_{ef} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) - \rho \beta \omega^2 + C d_\omega + \alpha \frac{\rho}{\mu_t} P_k,$$

where x_j are coordinates; u_j are the velocity vector components; ρ is the density; $\mu_{ef} = \mu + \mu_t$ is the effective viscosity; μ_t is the turbulent viscosity; μ is the molecular viscosity; k is the kinetic energy of the turbulence pulsation; ω is the turbulence eddy frequency; $C d_\omega$ is the cross-diffusion term in the SST-model; P_k is the production of turbulence kinetic energy.

The empirical function for sensitization of the SST model to the effects of streamline curvature and system rotation is defined by:

$$f_{r_i} = \max \left\{ \min \left(f_{rotation}, 1.25 \right), 0.0 \right\},$$

where

$$f_{rotation} = (1 + c_{r1}) \frac{2r^*}{1 + r^*} \left[1 - c_{r3} \tan^{-1} \left(c_{r2} \tilde{r} \right) \right] - c_{r1},$$

$$c_{r1} = 1, \quad c_{r2} = 2, \quad c_{r3} = 1;$$

$$r^* = \frac{S}{\Omega}, \quad \tilde{r} = 2\Omega_{ik} S_{ik} \left[\frac{DS_{ij}}{Dt} + \left(\varepsilon_{imn} S_{jn} + \varepsilon_{jmn} S_{in} \right) \Omega_m^{rot} \right] \frac{1}{\Omega D^3},$$

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right);$$

$$\Omega_{ij} = \frac{1}{2} \left(\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) + 2\varepsilon_{mji} \Omega_m^{rot} \right);$$

$$S^2 = 2S_{ij}S_{ij}; \quad \Omega^2 = 2\Omega_{ij}\Omega_{ij}; \quad D^2 = \max \left(S^2, 0.09\omega^2 \right).$$

The simulation was carried out in the commercial software Ansys CFX with the student license. The tetragonal grids were used [15, 16]. The sensitivity of the solution to the mesh size was determined. The convergence of the numerical model was tested based on the achievement of all the residuals up to values of 10^{-5} , as well as the independence of the flow rates in the pump channels from iterations [17].

After carrying out calculations in water, the trajectories of anthracite particles and their flow rates in the suction channels and in the outlet channel of the mixed flow were determined [18]. For the dispersed phase, the anthracite particle trajectory is calculated by integrating the force balance. It was considered that solid particles have a spherical form. Furthermore, all particles are treated as point masses by the CFD code so that an equation for the torque is omitted [19]:

$$\frac{d\vec{V}_p}{dt} = \vec{F}_D + \vec{F}_p,$$

where \vec{F}_D , \vec{F}_p represent the drag force and the pressure gradient force, the expressions of which are given as:

$$\vec{F}_D = \frac{3\mu}{4\rho_p d_p^2} C_D \text{Re}_s \left(\vec{u} - \vec{V}_p \right);$$

$$\vec{F}_p = \left(\frac{\rho}{\rho_p} \right) \nabla p,$$

where C_D is the drag coefficient [20]:

$$C_D = \begin{cases} \frac{24}{\text{Re}_p} \left(1 + \frac{1}{18} \text{Re}_p^2 \right); & \text{Re}_p \leq 1000; \\ 0.424; & \text{Re}_p > 1000. \end{cases}$$

Re_p is the particle Reynolds number, $Re_p = \rho d_p |\vec{V}_p - \vec{u}| / \mu$, V_p is the particle velocity, d_p is the particle diameter, ρ_p is the density of particles.

The adequacy of the mathematical model of the flow in the vortex chamber pump was verified by experimental data. The discrepancy did not exceed 10 %.

Results. The vortex chamber pump generally consists of a cylindrical vortex chamber, two axisymmetric axial channels and two tangential channels (Fig. 1, 2). The main parameters of the vortex chamber pump are given in Table 1 below.

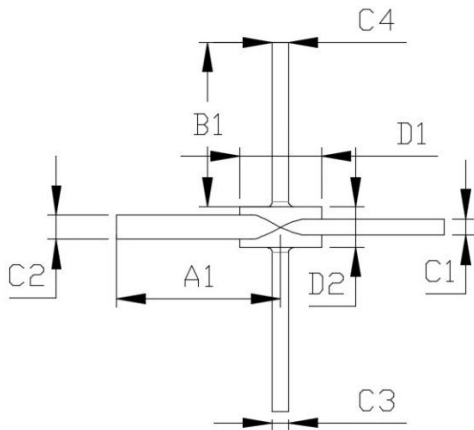


Fig. 2. Main dimensions of the VCP

Table 1 – Main parameters of vortex chamber pump

Dimensions	VCP
Tangential channel length A1/mm	100
Axial channel B1/mm	100
Tangential inlet diameter C1/mm	10
Tangential outlet diameter C2/mm	15
Axial inlet C3/mm	10
Axial inlet C4/mm	10
Vortex chamber diameter D1/mm	50
Vortex chamber height D2/mm	30

The general mesh template of the Ansys Meshing was used to generate the tetrahedral mesh for the VCP. Curvature Normal Angle is set to 11° , Min Size adopts the default value of mesh generation of $1.54 \cdot 10^{-4}$ m, the minimum edge length of the mesh is $3.15 \cdot 10^{-2}$ m, Transition Ratio is set to 0.77, Maximum Layers is set to 5, Growth Rate is set to 1.2. After the system automatically generates the mesh, the number of mesh elements of the vortex chamber supercharger is 302, 117, and the mesh refinement is carried out in the connections and edges of the model in order to ensure the readiness of the calculation.

The grid convergence analysis is carried out before the model calculation run to ensure that the model division grid will not affect the results of the model calculation. For the format analysis of the mesh, the density of the grid has a great impact on the run convergence and stability characteristics, to carry out the grid irrelevance verification, while ensuring that the other boundary conditions remain unchanged at the same time divided

into 10 kinds of sparsity of different degrees of mesh. The VCP model had grids with 12000, 20000, 30000, 42000, 52000, 62000, 71000, 83000, 92000, and 110000. The curves shown in Fig. 3 were plotted according to the numerical simulation of the outlet flow rate results of the fluid pumped by the VCP as a reference basis. The results show that when the number of grid elements is not less than 92000, the flow rate at the outlet of the VCP tends to stabilize, indicating that the calculation results will not change significantly, indicating that the grid setting of the model satisfies the calculation of the operational results. Based on not less than the minimum number of mesh elements, the default number of mesh elements generated by the system is selected as 300000, which is used as the final calculation model of the pump.

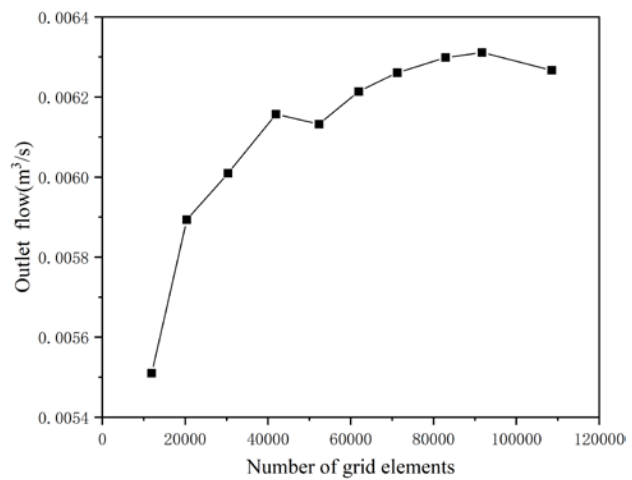


Fig. 3. Grid independence verification

The boundary conditions for water flow are presented in Fig. 4.

The characteristics of the pumping water are the relationship between the relative pressure and efficiency of the device outlet, as well as the relative suction rate (the so-called ejection coefficient, entertainment ratio) of the relative mass flow rate entering the device from the inlet. All features of VCP can be simplified into a universal feature $p = f(m)$, as well as other types of turbochargers.

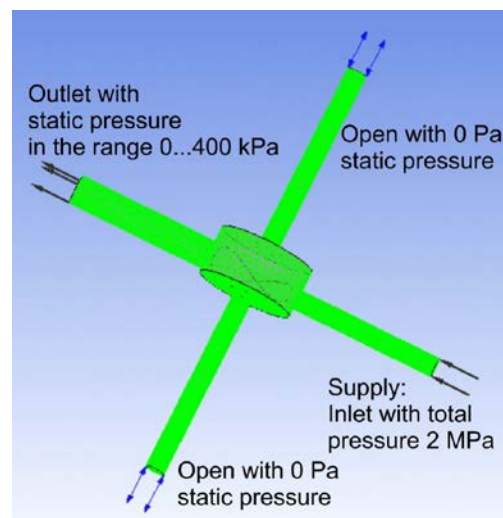


Fig. 4. The boundary conditions for pumping the water

From Fig. 5, it can be seen that the efficiency is highest in the region of $1.36 m_e/m_s$. As the ratio p_e/p_s increases, the ratio of m_{in}/m_s decreases. Here, $m_{in} = m_{in1} + m_{in2}$. Here m_e is the outlet mass flow rate, m_s is the supply flow rate, p_e is the static pressure at the outlet, p_s is the static supply pressure, m_{in1} , m_{in2} are the mass flow rates in axial channels.

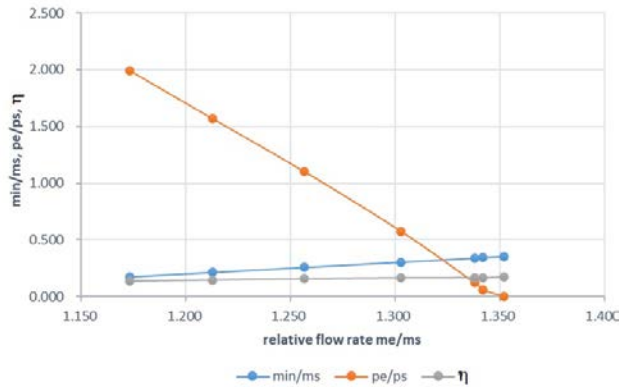


Fig. 5. Calculated characteristics for water delivering

To optimize the angle between the tangential channels, three models of the supercharger were prepared with angles of 0, 90, and 180° (Fig. 6). To simplify the comparison of results, the integral indicators (efficiency, suction flow through the axial channels, and outlet pressure in the tangential channel) are referred to the characteristics of the basic design with a zero angle between the channels.

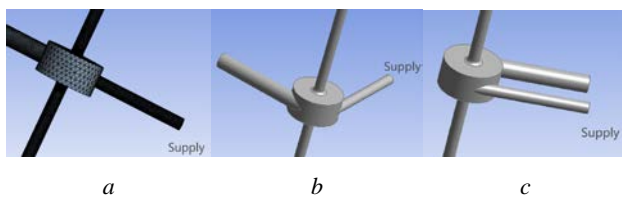


Fig. 6. The computational model of the VCP: a – the angle between the tangential channels of Supply and Exit is 0°; b – the angle is 90°; c – the angle is 180°

Fig. 7 and 8 show a comparison of water pumping efficiency at different angles between the tangential channels. The optimal angle for a structure without a drainage channel is 0°. This is because most of the energy of the main flow goes directly into the tangential outlet channel without losses during movement and friction against the walls of the vortex chamber.

The fluid streamlines in the VCP with different angles between channels are presented Fig. 9 and 10.

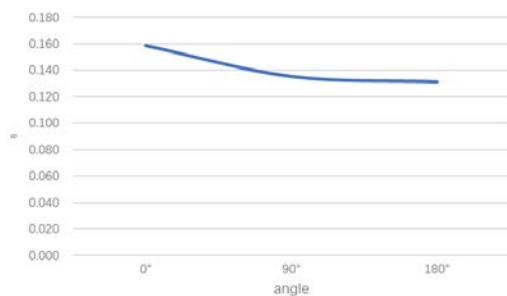


Fig. 7. Efficiency of the different channel positions

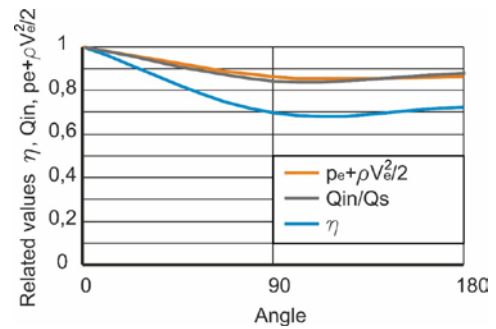


Fig. 8. Related values of the different channel positions

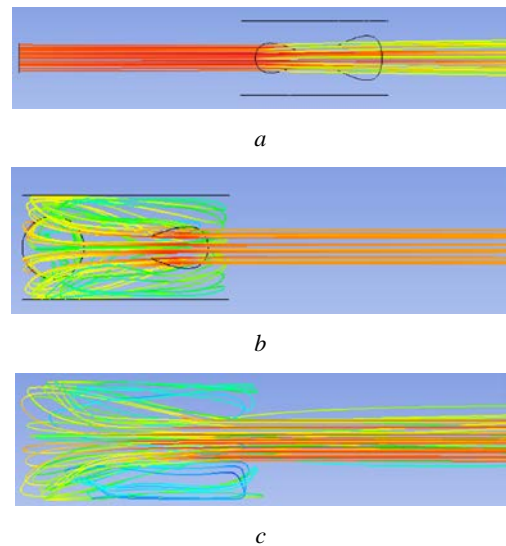


Fig. 9. Streamlines in the meridional plane of the VCP: a – 0°; b – 90°; c – 180°

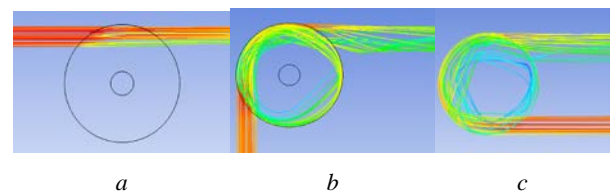


Fig. 10. Streamlines in the VCP: a – 0°; b – 90°; c – 180°

To objectively analyze the fluid motion characteristics of the VCP, analyze the change rule of outlet and axial inlet flow rates under different energy supplies, respectively set the total pumping inlet pressure of 2 MPa, 4 MPa, 6 MPa, 8 MPa, 10 MPa. As shown in Fig. 11, with the increase in the total supply pressure, the axial inlet flow rate increase is relatively slow, and the outlet flow rate increases in a parabolic trend.

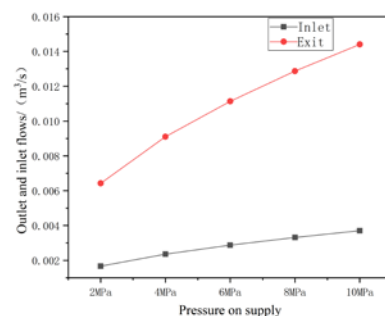


Fig. 11. Fluid flow curves for different supply pressures

To further analyze the effect of pressure on characteristics, analyze the VCP of different pressures of the change rule of efficiency. The results show that the efficiency is in the range of fluctuations between 17.6 % and 17.8 %, the pressure value of the changes in the efficiency is not very obvious. When the pressure continues to increase to 10 MPa there is a trend of decreasing efficiency. This is consistent with the increase in pressure inlet and outlet flow rate increases slowly, indicating that with the increasing pressure VCP efficiency not only cannot increase at the same time, but there will be a tendency to reduce.

The VCP has a good conveying effect for bulk materials, but the efficiency of pumping water has not been significantly improved. The working principle of VCP pressurization is to form a pressure difference between the circumferential and axial areas of the vortex chamber through the movement of the fluid inside the vortex chamber. The channels on both sides of the axial direction are in the low-pressure area, causing it to pump fluid. When the fluid enters the vortex chamber and moves with the internal rotating fluid, the fluid generates additional centrifugal force during the rotating motion, increasing the velocity of the fluid and jetting it out along the tangential outlet of the vortex chamber, thus completing the function of pumping the fluid. The working efficiency of VCP is mainly influenced by the flow rate of axial suction fluid and the magnitude of the additional centrifugal force of the fluid. To increase the transmission efficiency of VCP-pumped fluid and explore the influence of the VCP mechanism on its efficiency, an optimization design is now carried out for the diameter of the vortex chamber. The diameter of the prototype vortex chamber was 50 mm, and five different diameter models of vortex chambers were designed on the original basis. The diameters of the vortex chambers were 40 mm, 45 mm, 55 mm, 60 mm, and 65 mm.

The fluid transfer efficiency obtained by different models is shown in Fig. 12 and Table 2. As the diameter of the vortex chamber increases, there is no significant trend in the efficiency of the pumped fluid by the VCP, with a fluctuation range of 14.36 % to 17.67 %. The VCP model with a diameter of 45 mm has the lowest efficiency, and it has the highest efficiency when the vortex chamber diameter is 50 mm. The diameter has a significant impact on VCP efficiency between 40 mm and 50 mm. The diameter of the vortex chamber has a small impact between 55 mm–65 mm, with a fluctuation range of 15.29 % to 16.78 %.

Table 2 – Parameters of the VCP with different vortex chamber diameters

Diameter	1 (40 mm)	2 (45 mm)	3 (50 mm)	4 (55 mm)	5 (60 mm)
Axial inlet velocity	10.5	9.5	10	10.7	9.8
m_{in}/m_s	0.34	0.31	0.35	0.34	0.34
Efficiency	17.3	14.4	17.7	16.5	16.8

Fig. 13 shows boundary conditions for calculation of solid particle trajectories.

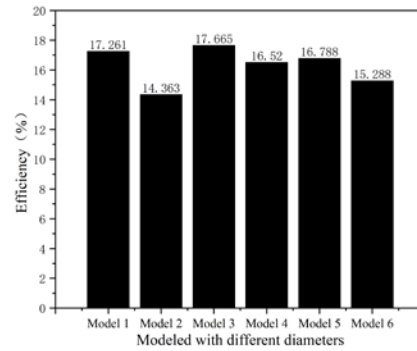


Fig. 12. Efficiency of different VCP models

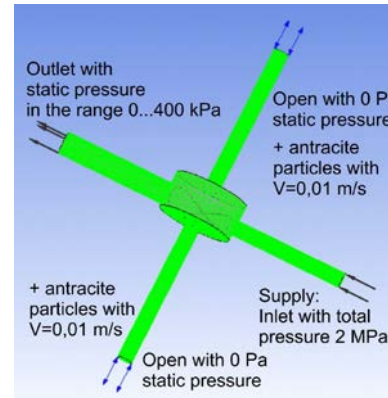


Fig. 13. The boundary conditions for pumping the coal

The mass flow rate of the abrasive medium also determines the different concentrations of solid particles in the VCP. In addition to coal, research has also been conducted on materials such as sand, magnetite, and organic abrasive media. Due to the expansion of different active forces, the trajectory and wear mode are almost identical, only the degree of wear and trajectory are different, so no calculation results are given for these materials.

Compared with turbochargers with mechanical moving bodies, the improvement of the service life [21, 22] of jet pumps depends on many factors such as the concentration of solid particles, the type of wall and particle material, flow rate, and wall thickness. But if there is sufficient wall thickness, the reliability of the jet supercharger is unconditionally higher. To determine the maximum wear area, motion simulations were conducted on coal particles of different sizes ranging from $d_p = 1 \times 10^{-4} m$ to $d_p = 15 \times 10^{-4} m$. From Fig. 14, the wear of the vortex chamber wall depends on the diameter of the coal entering the vortex chamber. For coal with different diameters in the vortex chamber, the erosion rate density and averaged volume fraction are shown in Fig. 15 and 16.

Fig. 17 and 18 show that the wear of the vortex chamber wall depends on the mass flow rate of coal entering the vortex chamber. Uniform wear was observed for all flow velocity values and solid particle concentration values, which was also confirmed by calculations of vortex chambers in other devices [23, 24]. This indicates that it is sufficient to increase the thickness of the vortex chamber wall to increase the reliability and durability of devices with vortex chambers, especially VCP.

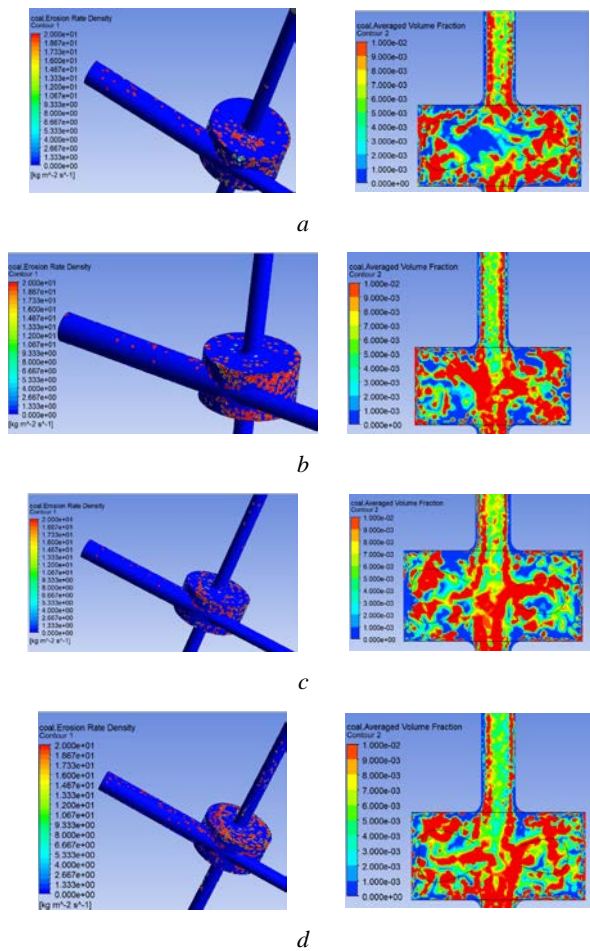


Fig. 14. Characteristics of coal movement and erosion in the vortex chamber:
 a – diameter of the particles 1.5 mm; b – 1 mm; c – 0.5 mm;
 d – 0.1 mm

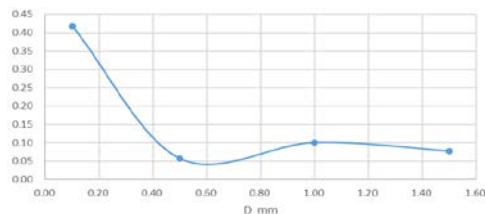


Fig. 15. Dependence of the erosion rate density on solid particles diameter

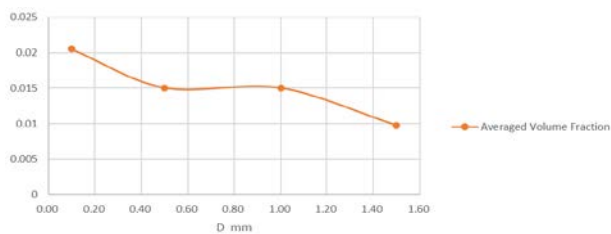


Fig. 16. Dependence of the averaged volume fraction of solid on solid particles diameter

The smaller the particle diameter of the coal, the larger the erosion rate density and mean volume fraction in the vortex chamber. Thus, an increase in particle size should be sought, which will result in less wear. The wear of the pump vortex chamber wall depends on the mass flow rate of coal entering the vortex chamber [25]. The

larger the mass flow rate of the abrasive medium, the greater the erosion rate density and the mean volume fraction in the vortex chamber of the VCP.

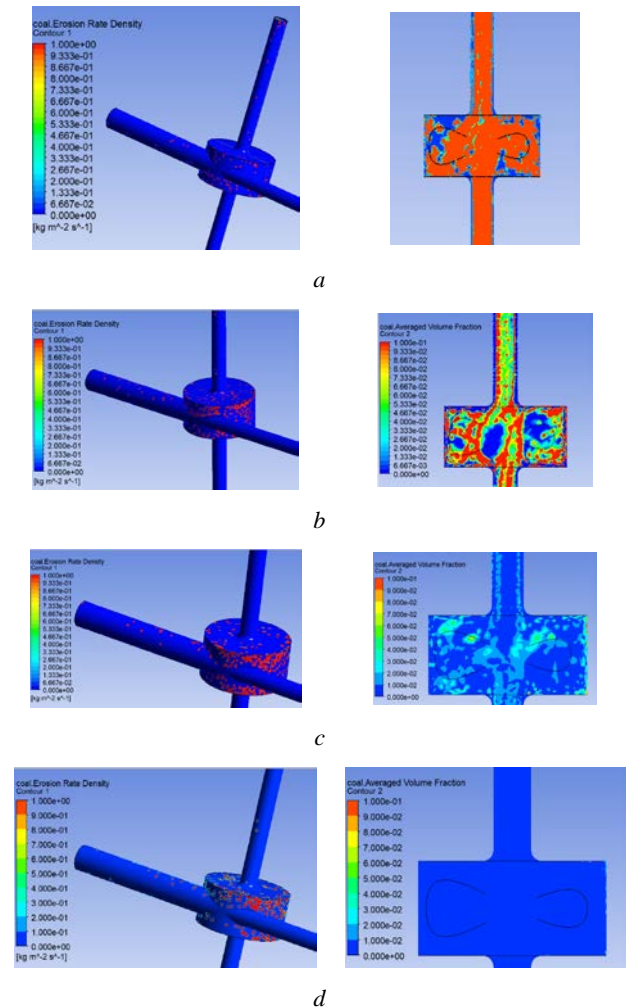


Fig. 17. The erosion rate and volume fraction at the different mass flow rates of the coal:
 a – 1 kg/s; b – 0.1 kg/s; c – 0.01 kg/s; d – 0.001 kg/s

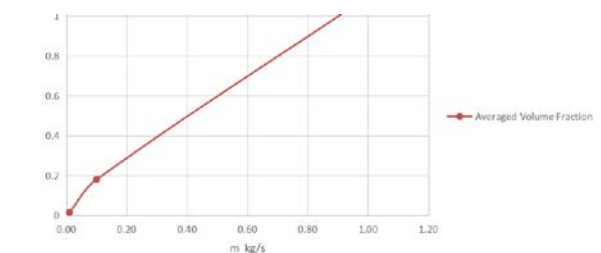


Fig. 18. Dependence of the averaged volume fraction of solid on solid particles flow rate

Conclusions. The vortex chamber pump combines the positive characteristics of the centrifugal pump and the jet pump, and its efficiency is much higher than that of the classical jet pump. This pump differs from the vortex injector by having the pump flow into the tangential outlet channel, which is not available in the vortex injector.

We improved the performance of the vortex chamber pump when pumping water, optimized the angle between tangential channels and the diameter of the vortex chamber, established patterns of coal particles in water,

and determined the wear characteristics of the vortex chamber.

Based on solving the Reynolds equations for water flow, the influence of the angle between the tangential channels of the pump on the energy characteristics is analyzed: an increase in the angle to 180° leads to a decrease in the relative efficiency by 30 %, the outlet pressure by 12 %, and the suction flow rate by 14 %. Thus, the design with a zero angle between the tangential active medium inlet and the tangential outlet channels is optimal in terms of energy-saving pumping performance.

As the diameter of the vortex chamber increases, there is no significant trend in the efficiency of the pumped fluid by the VCP, with a fluctuation range of 14.36 % to 17.67 %.

CRediT authorship contribution statement:

Rogovyi Andrii: Conceptualization, Methodology, Supervision, Investigation;

Ren Qingsheng: Investigation of the solid particles trajectories, Writing – original draft, Visualization, Resources, CFD Software;

Wang Xingrong: Investigation, Writing – original draft, Visualization, Resources, CFD Software;

Neskorozhenyi Artem: Formal analysis, Data curation;

Timchenko Yevhen: Data curation, Writing – review & editing.

References

1. Роговий А. С. *Розробка теорії та методів розрахунку вихорокамерних нагнітачів: дис. ... д-ра техн. наук: 05.05.17.* Харків, 2017. 364 с.
2. Kunii D., Levenspiel O. *Fluidization engineering.* Butterworth-Heinemann, 1991. 491 p.
3. Peng G., Huang X., Zhou L., Zhou G., Zhou H. Solid-liquid two-phase flow and wear analysis in a large-scale centrifugal slurry pump. *Engineering Failure Analysis.* 2020. Vol. 114. P. 104602.
4. Фатєєва Н. М., Шевченко Н. Г., Фатєєв О. М. Надійність гідропневмоагрегатів металорізального устаткування. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units.* Kharkiv: NTU "KhPI". 2016. No. 41 (1213). P. 84–87.
5. El-Emam M. A., Zhou L., Yasser E., Bai L., Shi W. Computational methods of erosion wear in centrifugal pump: A state-of-the-art review. *Archives of Computational Methods in Engineering.* 2022. Vol. 29. P. 3789–3814.
6. Сьомін Д. О., Роговий А. С. Вплив умов входу середовища, що перекачується, на енергетичні характеристики вихорокамерних насосів. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units.* Kharkiv: NTU "KhPI". 2015. No. 3 (1112). P. 130–136.
7. Роговий А. С. Концепція створення вихорокамерних нагнітачів та принципи побудови систем на їх основі. *Вісник Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля.* Северодонецьк: Вид-во СЧУ ім. Володимира Даля. 2017. № 3 (233). С. 168–173.
8. Rogovyi A., Korohodskiy V., Neskorozhenyi A., Hrechka I., Khovanskyi S. Reduction of Granular Material Losses in a Vortex Chamber Supercharger Drainage Channel. *Advances in Design, Simulation and Manufacturing V: Proc. of the 5th Int. Conf. on Design, Simulation, Manufacturing: The Innovation Exchange, DSMIE-2022. Vol. 2: Mechanical and Chemical Engineering (7–10 June 2022, Poznan, Poland).* Cham: Springer, 2022. P. 218–226.
9. Merzliakov I., Pavlenko I., Chekh O., Sharapov S., Ivanov V. Mathematical modeling of operating process and technological features for designing the vortex type liquid-vapor jet apparatus. *Advances in Design, Simulation and Manufacturing II: Proc. of the 2nd Int. Conf. on Design, Simulation, Manufacturing: The Innovation Exchange, DSMIE-2019 (11–14 June 2019, Lutsk, Ukraine).* Cham: Springer, 2020. P. 613–622.

10. Levchenko D., Melechuk S., Arseniev V. Regime characteristics of vacuum unit with a vortex ejector stage with different geometry of its flow path. *Procedia Engineering.* 2012. Vol. 39. P. 28–34.
11. Chu K. W., Kuang S. B., Yu A. B., Vince A., Barnett G. D., Barnett P. J. Prediction of wear and its effect on the multiphase flow and separation performance of dense medium cyclone. *Minerals Engineering.* 2014. Vol. 56. P. 91–101.
12. Sedrez T. A., Decker R. K., da Silva M. K., Noriler D., Meier H. F. Experiments and CFD-based erosion modeling for gas-solids flow in cyclones. *Powder technology.* 2017. Vol. 311. P. 120–131.
13. Sommerfeld M., Sgrott Jr O. L., Taborda M. A., Koullapis P., Bauer K., Kassinos S. Analysis of flow field and turbulence predictions in a lung model applying RANS and implications for particle deposition. *European Journal of Pharmaceutical Sciences.* 2021. Vol. 166. P. 105959.
14. Smirnov P. E., Menter F. R. Sensitization of the SST turbulence model to rotation and curvature by applying the Spalart-Shur correction term. *Journal of Turbomachinery.* 2009. Vol. 131, issue 4. P. 1–8. doi: 10.1115/1.3070573
15. Rezvaya K., Cherkashenko M., Drankovskiy V., Tynyanova I., Makarov V. Using mathematical modeling for determination of 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
16. Rogovyi A., Shudryk O., Tulska A., Basova Y., Rezvaya K., Makarov V., Machado J. Using modern mechanical design methods for determining the main characteristics of a cryogenic centrifugal pump. *International Journal of Mechatronics and Applied Mechanics.* 2023. Vol. 13. P. 198–208.
17. Rezvaya K., Krupa E., Shudryk A., Drankovskiy V., Makarov V. Solving the hydrodynamical tasks using CFD programs. *2018 IEEE 3rd International Conference on Intelligent Energy and Power Systems (IEPS) (2018, Kharkiv).* Kharkiv: IEEE, 2018. P. 205–209. doi: 10.1109/IEPS.2018.8559548
18. Pan Y., Spijker C., Raupenstrauch H. CFD modeling of particle dispersion behavior in the MIKE 3 apparatus. *Alexandria engineering journal.* 2022. Vol. 61, issue 12. P. 9305–9313.
19. Peng W., Cao X. Numerical simulation of solid particle erosion in pipe bends for liquid-solid flow. *Powder technology.* 2016. Vol. 294. P. 266–279.
20. Greifzu F., Kratzsch C., Forger T., Lindner F., Schwarze R. Assessment of particle-tracking models for dispersed particle-laden flows implemented in OpenFOAM and ANSYS FLUENT. *Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics.* 2016. Vol. 10, issue 1. P. 30–43.
21. Berladir K., Hovorun T., Gusak O. Strengthening of the NKV type centrifugal pump's shaft by chemical-thermocycling treatment. *Advances in Design, Simulation and Manufacturing IV: Proc. of the 4th Int. Conf. on Design, Simulation, Manufacturing: The Innovation Exchange, DSMIE-2021. Vol. 1: Manufacturing and Materials Engineering (8–11 June 2021, Lviv, Ukraine).* Cham: Springer, 2021. P. 525–535.
22. Фатєєва Н. М., Фатєєв О. М. Оцінка показників надійності гідростаткування з урахуванням впливу величини робочого тиску. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units.* Kharkiv: NTU "KhPI". 2019. No. 1. P. 104–108. doi: 10.20998/2411-3441.2019.17.15
23. Duarte C. A. R., de Souza F. J., dos Santos V. F. Mitigating elbow erosion with a vortex chamber. *Powder Technology.* 2016. Vol. 288. P. 6–25.
24. Xiao F., Luo M., Huang F., Zhou M., An J., Kuang S., Yu A. CFD-DEM investigation of gas-solid flow and wall erosion of vortex elbows conveying coarse particles. *Powder Technology.* 2023. Vol. 424. P. 118524.
25. Bandi S., Banka J., Kumar A., Rai A. K. Effects of sediment properties on abrasive erosion of a centrifugal pump. *Chemical Engineering Science.* 2023. Vol. 277. P. 118873.

References (transliterated)

1. Rogovyi A. S. *Rozrobka teoriyi ta metodiv rozrakhunku vykhoroakamernykh nahnitachiv: dys. ... d-ra tekhn. nauk 05.05.17* [Development of the theory and designing methods of vortex chamber superchargers. Dr. eng. sci. diss.]. Kharkiv, 2017. 364 p.
2. Kunii D., Levenspiel O. *Fluidization engineering.* Butterworth-Heinemann Publ., 1991. 491 p.
3. Peng G., Huang X., Zhou L., Zhou G., Zhou H. Solid-liquid two-phase flow and wear analysis in a large-scale centrifugal slurry

- pump. *Engineering Failure Analysis*. 2020, vol. 114, p. 104602.
4. Fatieieva N. M., Shevchenko N. H., Fatyeyev O. M. Nadiynist' hidropnevmoahrehativ metalorizal'noho ustatkuvannya [Reliability of the hydraulic and pneumatic aggregates of the metal cutting equipment]. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2016, no. 41 (1213), pp. 84–87.
 5. El-Emam M. A., Zhou L., Yasser E., Bai L., Shi W. Computational methods of erosion wear in centrifugal pump: A state-of-the-art review. *Archives of Computational Methods in Engineering*. 2022, vol. 29, pp. 3789–3814.
 6. Syomin D. O., Rogovyi A. S. Vplyv umov vkhodu seredovyscha, shcho perekachuyet'sya, na enerhetychni kharakterystyky vykhrekamernykh nasosiv [The influence of the inlet conditions of the pumped medium on the energy characteristics of vortex chamber pumps]. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2015, no. 3 (1112), pp. 130–136.
 7. Rogovyi A. S. Kontsepsiya stvorenniya vykhorokamernykh nahnitachiv ta pryntsyypu pobudovy system na yikh osnovi [The concept of vortex chamber superchargers creation and the principle of systems designing on their basis]. *Visnyk Skhidnoukrayins'koho natsional'noho universytetu imeni Volodymyra Dalya* [Visnik of the Volodymyr Dahl East Ukrainian national university]. Severodonetsk, SNU named after Volodymyr Dahl Publ., 2017, no. 3 (233), pp. 168–173.
 8. Rogovyi A., Korohodskiy V., Neskorozenyi A., Hrechka I., Khovanskyi S. Reduction of Granular Material Losses in a Vortex Chamber Supercharger Drainage Channel. *Advances in Design, Simulation and Manufacturing V: Proc. of the 5th Int. Conf. on Design, Simulation, Manufacturing: The Innovation Exchange, DSMIE-2022. Vol. 2: Mechanical and Chemical Engineering (7–10 June 2022, Poznan, Poland)*. Cham, Springer Publ., 2022, pp. 218–226.
 9. Merzliakov I., Pavlenko I., Chekh O., Sharapov S., Ivanov V. Mathematical modeling of operating process and technological features for designing the vortex type liquid-vapor jet apparatus. *Advances in Design, Simulation and Manufacturing II: Proc. of the 2nd Int. Conf. on Design, Simulation, Manufacturing: The Innovation Exchange, DSMIE-2019 (11–14 June 2019, Lutsk, Ukraine)*. Cham, Springer Publ., 2020, pp. 613–622.
 10. Levchenko D., Melechuk S., Arseniev V. Regime characteristics of vacuum unit with a vortex ejector stage with different geometry of its flow path. *Procedia Engineering*. 2012, vol. 39, pp. 28–34.
 11. Chu K. W., Kuang S. B., Yu A. B., Vince A., Barnett G. D., Barnett P. J. Prediction of wear and its effect on the multiphase flow and separation performance of dense medium cyclone. *Minerals Engineering*. 2014, vol. 56, pp. 91–101.
 12. Sedrez T. A., Decker R. K., da Silva M. K., Noriler D., Meier H. F. Experiments and CFD-based erosion modeling for gas-solids flow in cyclones. *Powder technology*. 2017, vol. 311, pp. 120–131.
 13. Sommerfeld M., Sgrott Jr O. L., Taborda M. A., Koullapis P., Bauer K., Kassinos S. Analysis of flow field and turbulence predictions in a lung model applying RANS and implications for particle deposition. *European Journal of Pharmaceutical Sciences*. 2021, vol. 166, p. 105959.
 14. Smirnov P. E., Menter F. R. Sensitization of the SST turbulence model to rotation and curvature by applying the Spalart–Shur correction term. *Journal of Turbomachinery*. 2009, vol. 131, issue 4, pp. 1–8. doi: 10.1115/1.3070573
 15. Rezvaya K., Cherkashenko M., Drankovskiy V., Tynyanova I., Makarov V. Using mathematical modeling for determination of 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
 16. Rogovyi A., Shudryk O., Tulska A., Basova Y., Rezvaya K., Makarov V., Machado J. Using modern mechanical design methods for determining the main characteristics of a cryogenic centrifugal pump. *International Journal of Mechatronics and Applied Mechanics*. 2023, vol. 13, pp. 198–208.
 17. Rezvaya K., Krupa E., Shudryk A., Drankovskiy V., Makarov V. Solving the hydrodynamical tasks using CFD programs. *2018 IEEE 3rd International Conference on Intelligent Energy and Power Systems (IEPS) (2018, Kharkiv)*. Kharkiv, IEEE Publ., 2018, pp. 205–209. doi: 10.1109/IEPS.2018.8559548
 18. Pan Y., Spijker C., Raupenstrauch H. CFD modeling of particle dispersion behavior in the MIKE 3 apparatus. *Alexandria engineering journal*. 2022, vol. 61, issue 12, pp. 9305–9313.
 19. Peng W., Cao X. Numerical simulation of solid particle erosion in pipe bends for liquid–solid flow. *Powder technology*. 2016, vol. 294, pp. 266–279.
 20. Greifzu F., Kratzsch C., Forger T., Lindner F., Schwarze R. Assessment of particle-tracking models for dispersed particle-laden flows implemented in OpenFOAM and ANSYS FLUENT. *Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics*. 2016, vol. 10, issue 1, pp. 30–43.
 21. Berladir K., Hovorun T., Gusak O. Strengthening of the NKV type centrifugal pump's shaft by chemical-thermocycling treatment. *Advances in Design, Simulation and Manufacturing IV: Proc. of the 4th Int. Conf. on Design, Simulation, Manufacturing: The Innovation Exchange, DSMIE-2021. Vol. 1: Manufacturing and Materials Engineering (8–11 June 2021, Lviv, Ukraine)*. Cham, Springer Publ., 2021, pp. 525–535.
 22. Fatieieva N. M., Fatyeyev O. M. Otsinka pokaznykiv nadiynosti hidroustatkuvannya z urakhuvanniam vplyvu velychyny robochoho tysku [Estimation of indicators of reliability of hydraulic equipment taking into account the influence of the value of working pressure]. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2019, no. 1, pp. 104–108. doi: 10.20998/2411-3441.2019.17.15
 23. Duarte C. A. R., de Souza F. J., dos Santos V. F. Mitigating elbow erosion with a vortex chamber. *Powder Technology*. 2016, vol. 288, pp. 6–25.
 24. Xiao F., Luo M., Huang F., Zhou M., An J., Kuang S., Yu A. CFD–DEM investigation of gas-solid flow and wall erosion of vortex elbows conveying coarse particles. *Powder Technology*. 2023, vol. 424, p. 118524.
 25. Bandi S., Banka J., Kumar A., Rai A. K. Effects of sediment properties on abrasive erosion of a centrifugal pump. *Chemical Engineering Science*. 2023, vol. 277, p. 118873.

Received 12.12.2023

Відомості про авторів / About the Authors

Роговий Андрій Сергійович (Rogovyi Andrii) – доктор технічних наук, професор, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», завідувач кафедри «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-6057-4845>; e-mail: asrogovoy@ukr.net

Рень Ціншен (Ren Qingsheng) – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», студент кафедри «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури»; м. Харків, Україна; email: ren.qingsheng@mit.khpi.edu.ua

Ван Сірун (Wang Xingrong) – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», студент кафедри «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури»; м. Харків, Україна; email: wang.xingrong@mit.khpi.edu.ua

Нескорозеній Артем Олегович (Neskorozenyi Artem) – Харківський національний автомобільно-дорожній університет, аспірант кафедри «Деталі машин і теорії механізмів і машин»; м. Харків, Україна; e-mail: nao@m-impex.com.ua

Тімченко Євген Ізорович (Timchenko Yevhen) – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», аспірант кафедри «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури»; м. Харків, Україна; e-mail: yevhen.timchenko@mit.khpi.edu.ua

Г. А. АВРУНІН, М. А. ПОДРИГАЛО, А. В. ЄРЕМЕНКО, І. І. МОРОЗ

АНАЛІЗ МОЖЛИВОСТІ ЗАСТОСУВАННЯ ГІДРОМОТОР-КОЛЕС В ТРАНСМІСІЯХ ШВИДКІСНИХ ТРАКТОРІВ

Мета. Метою статті є оцінка можливості розробки об'ємного гідروпривода в відповідності штатній тягово-швидкісній характеристиці колісного трактора ХТЗ-17021 з використанням безредукторних приводів ведучих коліс. Для цього виконаний розрахунок об'ємного гідропривода ходу колісного трактора при застосуванні новітніх радіальнопоршневих багатощаблевих гідромотор-колес з поширеним діапазоном частоти обертання і регулювання робочого об'єму. Методика досліджень. Проведений аналіз тягово-швидкісної характеристики колісного трактора ХТЗ-17021 і на її основі огляд сучасних високомоментних радіальнопоршневих багатощаблевих гідромоторів з точки зору задоволення характеристик по крутному моменту і частоті обертання при обмеженнях за потужністю щодо серійного зразка в повному діапазоні швидкості трактора. Розраховані максимальні значення робочих об'ємів 4-х ведучих гідромотор-колес і насосів живлення цих гідромоторів, крутний момент і перепад тисків в гідроприводі і встановлені режими, на яких потрібно змінювати робочий об'єм гідромоторів від максимального до мінімального значень для відпрацювання тягово-швидкісної характеристики. Проведений порівняльний аналіз радіальнопоршневих багатощаблевих гідромоторів і для обраного для дослідження гідромотор-колеса моделі МНР27 фірми «Poclain Hydraulics» розглянуті гідравлічні принципи схеми з застосуванням в гідромоторах системи гідравлічного регулювання чотирьох ступенів робочого об'єму, використання комбінованого стоянкового і робочого гальм, а також системи антибуксування з використанням засобів пропорційної електрогідравтоматки. Результати. Обрані високомоментні гідромотор-колеса радіальнопоршневого типу, які дають можливість забезпечити функціонування трансмісії трактора без проміжних редукторів між гідромоторами і маточинами коліс, та розраховане значення робочого об'єму аксіальнопоршневого насоса, що забезпечує функціонування трансмісії трактора в повному швидкісному діапазоні. За результатами розрахунків встановлено, що тиск в гідроприводі не перевищує 35 МПа при досягнутих в сучасних насосах і гідромоторах значень від 40 МПа до 50 МПа. Показана можливість підвищення швидкості трактора від штатної 35 км/год до перспективної в 50 км/год.

Ключові слова: колісний трактор, трансмісія, об'ємний гідропривод, радіальнопоршневе гідромотор-колесо, тягово-швидкісна характеристика, крутний момент, потужність, частота обертання, перепад тисків, діапазон регулювання робочого об'єму гідромашин.

G. AVRUNIN, M. PODRIGALO, A. YEREMENKO, I. MOROZ

ANALYSIS OF THE POSSIBILITY OF APPLICATION OF HYDRAULIC MOTOR-WHEELS IN TRANSMISSIONS HIGH-SPEED TRACTORS

Goal. The purpose of the article is to assess the possibility of developing a hydraulic fluid power in accordance with the standard traction-speed characteristics of the KhTZ-17021 wheeled tractor with the use of gearless drives of the driving wheels. For this purpose, the calculation of the hydraulic fluid power of the wheeled tractor was performed when using the latest radial piston multi-cycle hydraulic motor-wheels with a wide range of rotation frequency and adjustment of the working volume. Research methodology. An analysis of the traction-speed characteristics of the KhTZ-17021 wheeled tractor and, based on it, a review of modern high-torque radial-piston multi-cycle hydraulic motors from the point of view of meeting the characteristics of torque and rotation frequency with power limitations relative to the serial model in the full speed range of the tractor. The maximum values of the working volumes of the 4 driving hydraulic motor-wheels and the power supply pump of these hydraulic motors, the torque and pressure drop in the hydraulic drive are calculated, and the modes in which it is necessary to change the working volume of the hydraulic motors from the maximum to the minimum values to work out the traction-speed characteristics. A comparative analysis of radial-piston multi-cycle hydraulic motors was carried out, and for the hydromotor-wheel model MHP27 of the "Poclain Hydraulics" company, which was chosen for the study, the hydraulic principle diagrams were considered with the use of a hydraulic regulation system of four stages of the working volume in hydraulic motors, the use of combined parking and service brakes, as well as an anti-skid system using means of proportional electro-hydraulic automation. The results. High-torque hydraulic motor-wheels of the radial piston type were selected, which make it possible to ensure the operation of the tractor transmission without intermediate gearboxes between the hydraulic motors and wheel hubs, and the calculated value of the working volume of the axial piston pump, which ensures the operation of the tractor transmission in the full speed range. Based on the results of the calculations, it was established that the pressure in the hydraulic drive does not exceed 35 MPa, while values from 40 MPa to 50 MPa are achieved in modern pumps and hydraulic motors. The possibility of increasing the speed of the tractor from standard 35 km/h to promising 50 km/h is shown.

Keywords: wheel tractor, transmission, hydraulic fluid power, radial-piston hydraulic motor-wheel, traction-speed characteristic, torque, power, rotation frequency, pressure difference, range of adjustment of the working volume of hydraulic machines.

Вступ. Вдосконалення трансмісій тракторів є одним з шляхів суттєвого підвищення їх тягово-швидкісних характеристик (ТШХ), автоматизації управління з реалізацією безступеневого змінення швидкості, підвищення ККД і паливної економічності, зменшення габаритно-масових показників. В даний час зустрічаються гідромеханічні трансмісії з комплексними гідротрансформаторами, механічні трансмісії з системами забезпечення переключення передач без розривів потоків потужності, двошпокові безступеневі гідромеханічні трансмісії з використанням об'ємного гідропривода (ОГП) в якості керуючого органа, а також трансмісії з мотор-колесами. Трансмісії з мотор-колесами створюють на

базі ОГП з аксіальнопоршневими гідромоторами і планетарними редукторами або з високомоментними радіальнопоршневими тихохідними гідромоторами (high-torque low-speed hydraulic motors – HTLS), а в останній час з електромотор-колесами. Огляд сучасних тенденцій з розвитку мотор-колес щодо підвищення частот обертання і крутного моменту при зменшенні їх маси, вдосконалення автоматизованих систем забезпечення стабільності руху при дорожніх перешкодах дають можливість своєчасно проводити пошукові роботи з вдосконалення трансмісій тракторів.

Дана стаття присвячена аналізу можливості використання високомоментних гідромотор-колес

© Г. А. Аврунін, М. А. Подригало, А. В. Єременко, І. І. Мороз, 2023

останніх років розробки на прикладі трактора ХТЗ-17021 виробництва харківського тракторного заводу.

Аналітичний огляд літератури. Дослідженням щодо вибору типу трансмісії і порівнянню їх характеристик присвячено декілька робіт, які стосуються тракторів, збиральних комбайнів і комунальних прибиральних машин [1–4]. Так аналіз ТШХ трансмісії зернозбиральних комбайнів і пропозиції щодо застосування конструктивних схем наведені у роботах [1, 2]. Порівняльний аналіз серійних коробок передач зі ходозменшувачами, двохпотокових безступневих гідромеханічних трансмісій з використанням аксіальнопоршневих гідромашин в ОГП, а також гідромеханічних (гідродинамічних) трансмісій з гідротрансформаторами, розглянутий в роботах [3, 4]. Показано, що особливими перевагами двохпотокових трансмісій з ОГП порівняно з гідротрансформаторними є можливість забезпечити мінімальні швидкості трактора без застосування окремого ходозменшувача. Щодо до трансмісій з гідромотор-колесами, то великий досвід створення такої трансмісії має Харківський тракторний завод, де на гусеничному промисловому тракторі-бульдозері-розпушувачі ТС-10 застосований бортовий ОГП з аксіальнопоршневими гідромотор-колесами з похилим блоком циліндрів, вбудованими в планетарні редуктори [5–7]. ОГП має автоматизовану систему безступеневого електрогідравлічного регулювання швидкості і поворотом трактора на базі електронного комплексу з ефективним енергозбереженням щодо палива в ДВЗ. Динамічні характеристики такого ОГП розглянуті в роботі [8] з отриманням рекомендацій щодо швидкодії регулювання робочого об'єму насосів і гідромоторів для виключення режимів з підвищеним тиском і кавітаційних.

Слід зазначити, що розрахунок трансмісії транспортного засобу можливий за даними ТШХ в технічній характеристиці цього засобу, якщо мова йде про модернізацію трансмісії, або визначення ТШХ за параметрами нового транспортного засобу [9]. Наприклад, фірми, що поставляють героторні гідромотор-колеса, наводять методики розрахунку ТШХ з урахуванням маси машини, її швидкості і прискорення, дорожніх умов (покриття), і далі розрахунку крутного моменту і робочого об'єму гідромотора (декількох ведучих гідромоторів) [10, 11]. Практично ці методики однакові, крім того, що за методикою [11] пропонується введення коефіцієнта значенням 1,1 для урахування супротиву повітря.

Для виконання мети статті розглянемо як приклад можливість застосування трансмісії з гідромотор-колесами на колісному тракторі ХТЗ-17021 [12]. Цей трактор тягового класу 4 (номінальне тягове зусилля 40 кН) оснащений ДВЗ моделі ВФ6М1013Е-DEUTZ АG з номінальною потужністю 132 кВт (180 к/с) і має 4 ведучі колеса за допомогою карданних приводів. Маса трактора складає 8,3 т (з причепом до 20 т), максимальна швидкість до 35 км/год. Максимальне тягове зусилля трактора в 60 кН досягається на

четвертій передачі першого діапазону трансмісії при швидкості в 6,96 км/год, а максимальна швидкість в 35,27 км/год при тяговому зусиллі 5,5 кН на четвертій передачі третього діапазону трансмісії. Номінальне тягове зусилля в 39,7 кН (округлюємо до 40 кН згідно тяговому класу трактора ХТЗ-17021) досягається на другій передачі другого діапазону при швидкості 9,32 км/год. На рис. 1 представлена ТШХ колісного трактора ХТЗ-1021, яку побудували на основі даних табличної технічної характеристики в інструкції з експлуатації [12], і розрахункові значення вихідної (корисної) потужності від швидкості трактора. Також приведені значення частоти обертання колес трактора, розраховані за формулою:

$$n_{\text{м.макс}} = \frac{10^3}{60} \cdot \frac{v_{\text{т.макс}}}{\pi \cdot d_{\text{в}}} = 5,31 \frac{35,27}{1,605} = 116,6 \text{ хв}^{-1}, \quad (1)$$

де $v_{\text{т.макс}} = 35,27$ км/год – максимальна швидкість трактора;

$d_{\text{в}} = 1,605$ м – зовнішній діаметр шини.

Таким чином, для трактора ХТЗ-17021 потрібні гідромотор-колеса з максимальною частотою обертання $116,6 \text{ хв}^{-1}$. Далі визначаємо максимальний крутний момент гідромотор-колеса, що забезпечує хід трактора з максимальним тяговим зусиллям $F_{\text{т.макс}} = 60$ кН:

$$M_{\text{м.макс}} = F_{\text{т.макс}} \frac{d_{\text{в}}}{2 \cdot z} = 60 \cdot 10^3 \frac{1,605}{2 \cdot 4} = 12037,5 \text{ Н} \cdot \text{м}, \quad (2)$$

де $z = 4$ – кількість гідромотор-колес.

Значення цих двох параметрів дають можливість провести пошук потрібного гідромотор-колеса за каталогами виробників.

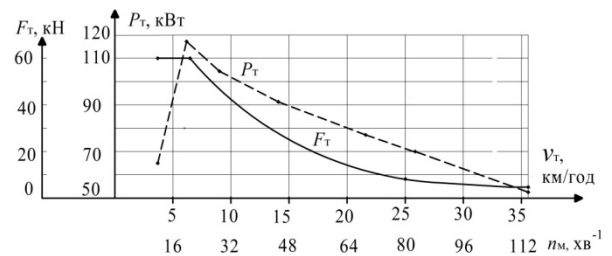


Рис. 1. Тягово-швидкісна характеристика F_t трактора ХТЗ-17021 та його корисна потужність P_t

Основна частина. Аналіз інформаційних джерел, зокрема каталогів закордонних виробників радіальнопоршневих багатоциклових гідромоторів показав, що за показником крутного моменту (12 кН) є достатньо виробників гідромоторів, а за можливістю досягнення потрібної частоти обертання в 117 хв^{-1} є обмеження з точки зору як цього абсолютного значення, так і його досягнення при достатньо глибокому діапазоні регулювання робочого об'єму [13–16]. В табл. 1 приведені технічні характеристики радіальнопоршневих гідромотор-колес багатоциклової дії компанії «Rexroth Bosch Group» (модель MCR-C20) і фірми «Poclain Hydraulics» новітньої моделі MHP27 та моделі MS25 попередньої серії. В гідромоторах MHP27-Poclain суттєво підвищені показники щодо частоти обертання, потужності, і що особливо важливе

для трансмісій тракторів, це можливість зменшення робочого об'єму у 4 рази до 608 см^3 . Останнє досягнення дає можливість підвищити швидкість трактора без нарощування подачі робочої рідини (РР), тобто настановного значення робочого об'єму приводного насоса ОГП трансмісії і ДВЗ трактора. Треба також відмітити, що потрібний максимальний крутний момент в 12 кН досягається для всіх розглянутих гідромоторів, але з точки зору інженерного запасу перевагу має також гідромотор МНР27-Poclain, в якому досягнений тиск в 50 МПа , що вище ніж в інших конструкціях в 45 МПа . Щодо питомого показника – відношення маси до максимального крутного моменту $m/M_{\text{макс}}$, то гідромотор-колесо МНР27-Poclain в комбінації з гальмами стоянкового та робочого типів не суттєво поступається моделі MCR-C20 і має значну перевагу перед попередньою MS25.

На рис. 2 в якості прикладу застосування сучасних поршневих груп в радіальнопоршневих гідромоторах багатоциклової дії приведені моделі MCR-Rexroth Bosch Group. Основними частинами є (рис. 2, а) блок циліндрів 1, поршень 2 з ущільненням 3, ролик 4, антифрикційна прокладка 5 і кулачковий корпус-копір 6, на який спирається ролик. Для збільшення площі опорної поверхні, на яку діє бічна сила з боку роликів 4, поршні 2 виконані ступінчастої форми (рис. 2, б), що дозволило зменшити радіальний габарит гідромотора. Велика площа поршня 2 є робочою і на поршні встановлено ущільнення 3. Нижній хвостовик 7 поршня 2 збільшує опорну поверхню поршня і ущільнення не потребує. Є також конструкція поршня, в якій для здійснення безпечного режиму вільного ходу в основі кожного поршня встановлені магніти 8 (рис. 2, в). При тиску в корпусі

гідромотора, створеного через спеціальний отвір, та розвантажених від тиску отворах основних магістралей, поршні з роликками і копіром не контактують між собою. Магніти 7 утримують поршні з роликками біля днищ отворів в блоці циліндрів при відсутності тиску в корпусі гідромотора.

На рис. 3 приведені залежності теоретичної витрати РР ($Q_{\text{огп}}$), яка потрібна для функціонування ОГП ходу трактора, корисної потужності ($P_{\text{огп}}$) та перепаду тисків на гідромоторах (Δp_m) від швидкості трактора як частоти обертання гідромотор-колес ($n_{\text{к.т}}$) з урахуванням змінних 4-х значень робочих об'ємів гідромотора ($V_{\text{м1...м4}}$) моделі МНР27-Poclain. Ці параметри розраховували за формулами:

$$Q_{4\text{м}} = 10^{-3} \cdot 4V_{\text{м,і}} \cdot n_{\text{к.т}}, \text{ л/хв}; \quad (3)$$

$$P_{\text{огп}} = \frac{M_{4\text{м,і}} \cdot n_{\text{к.т}}}{9550}, \text{ кВт}; \quad (4)$$

$$\Delta p_{\text{м,і}} = \frac{M_{\text{м,і}}}{0,159 \cdot V_{\text{м,і}} \cdot \eta_{\text{гм}}}, \text{ МПа}, \quad (5)$$

де $V_{\text{м,і}}$ – робочий об'єм однієї зі ступенів гідромотора МНР2434 ($V_{\text{м1}} = 2434 \text{ см}^3$; $V_{\text{м2}} = 1825 \text{ см}^3$; $V_{\text{м3}} = 1217 \text{ см}^3$; $V_{\text{м4}} = 608 \text{ см}^3$);

$n_{\text{к.т}}$ – частота обертання коліс трактора, хв^{-1} ;

$\eta_{\text{гм}} = 0,95$ – гідромеханічний ККД гідромотора (приймаємо постійним у першому наближенні);

$M_{4\text{м,і}}$ – крутний момент 4-х гідромоторів на i -й ступені $M_{\text{м,і}}$, Н·м.

Параметри, що відповідають можливості підвищення максимальної швидкості трактора зі штатної в $35,27 \text{ км/год}$ до 50 км/год , позначені пунктирною лінією.

Таблиця 1 – Технічні характеристики високомоментних радіальнопоршневих багатоциклових гідромоторів

Шифр гідромотора	$V_{\text{макс}}/V_{\text{мін}}$, см^3	$n_{\text{макс}}$, хв^{-1}	$p_{\text{макс}}$, МПа	M , Н·м ($p = 32 \text{ МПа}$)	$M_{\text{макс}}$, Н·м ($p_{\text{макс}}$, МПа)	P , кВт	m , кг	$m/M_{\text{макс}}$, кг/кН·м
MCR-C20	2500/1250	115	45	12720	17888	94	211	11,8
MS25	2498/1249	137	45	12710	17873	90	270	15,1
МНР27	2434/608	252	50	12384	19350	195	240*	12,4*

Примітка: *) – Для гідромотора з комбінованим гальмом (стоянковим і робочим)

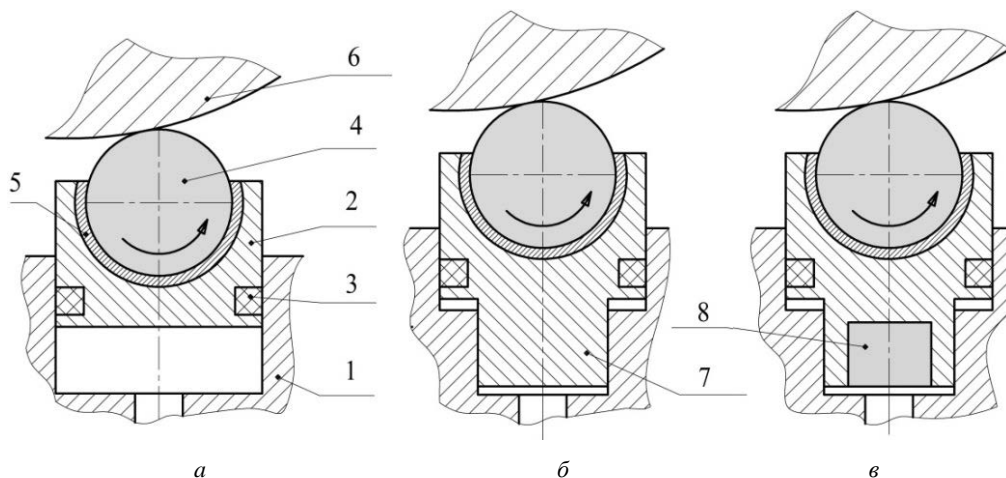


Рис. 2. Поршневі групи радіальнопоршневих гідромоторів моделі MCR:

а – з циліндричним поршнем 2; б – з циліндричним поршнем 2 та хвостовиком 7; в – з магнітом 8 у поршні

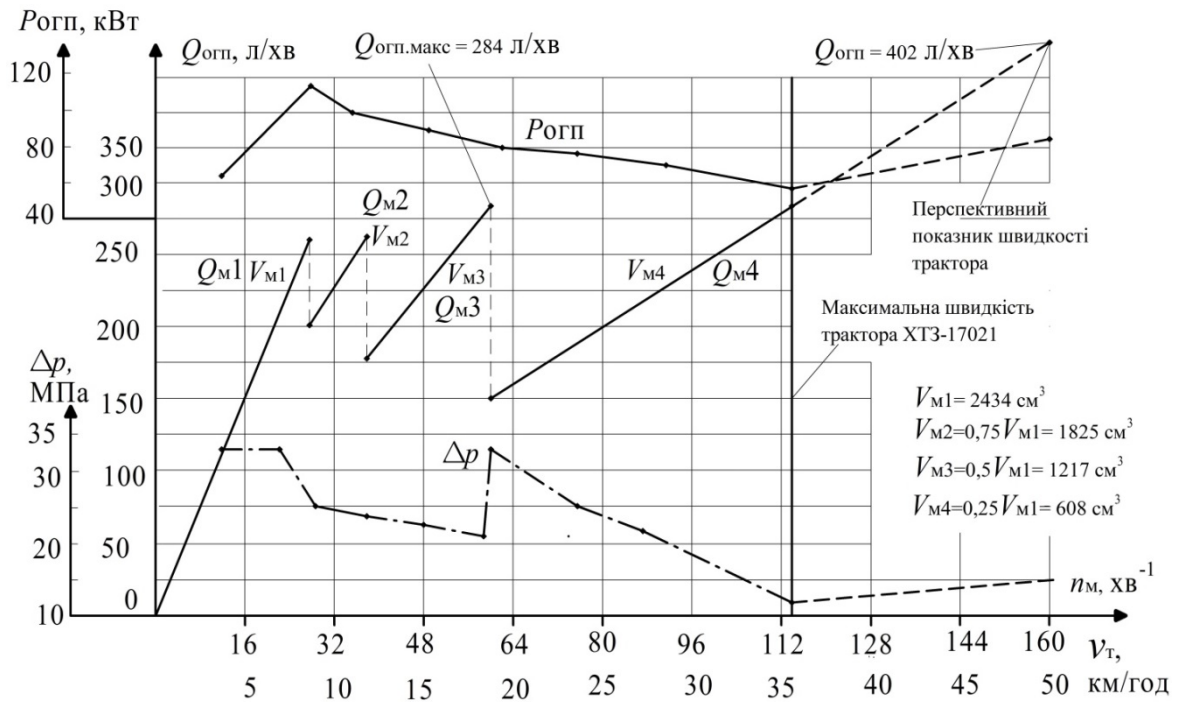


Рис. 3. Витрати РР, вихідна потужність ОГП і перепад тисків на гідромор-колесах залежно від швидкості трактора ХТЗ-17021

Слід відзначити, що гідромотор МНР27 згідно технічній характеристиці має максимальну частоту обертання до 252 хв^{-1} , що не обмежує досягнення швидкості трактора в 50 км/год (166 хв^{-1} для гідромотора).

Щодо розрахунку витрати РР від насоса ($Q_{огп}$), то гідромотор-колена обертаються при максимальному робочому об'ємі V_{M1} до швидкості 7 км/год (23 хв^{-1}), далі при переключенні на робочий об'єм V_{M2} до швидкості 11 км/год ($36,5 \text{ хв}^{-1}$), на режимі робочого об'єму V_{M3} до швидкості $17,5 \text{ км/год}$ (58 хв^{-1}), і на режимі робочого об'єму V_{M4} до максимальної швидкості $35,27 \text{ км/год}$ ($116,8 \text{ хв}^{-1}$). Таким чином, максимальна витрата РР, яка забезпечує рух трактора в повному діапазоні швидкостей, не перевищує 284 л/хв . Потужність ОГП трактора підвищується до $116,5 \text{ кВт}$ при швидкості в 7 км/год , що відповідає максимальному тяговому зусиллю в 60 кН , і далі зменшується до 54 кВт . Робочий об'єм насоса, що забезпечує потрібну витрату РР для 4-х гідромоторів на максимальній швидкості трактора, знаходиться за формулою:

$$V_H = \frac{4V_{M4} \cdot n_{к.т.макс}}{n_H \cdot \eta_{он} \cdot \eta_{ом}} = \frac{4 \cdot 608 \cdot 116,8}{2000 \cdot 0,97 \cdot 0,97} = 150,9 \text{ см}^3, \quad (6)$$

де $V_{M4} = 608 \text{ см}^3$ – робочий об'єм гідромотора на 4-й ступені (мінімальний);

$n_{к.т.макс} = 116,8 \text{ хв}^{-1}$ – максимальна частота обертання гідромотора;

$n_H = 2000 \text{ хв}^{-1}$ – частота обертання насоса, яка зазвичай співпадає з частотою обертання приводного ДВЗ;

$\eta_{он} = 0,97$ і $\eta_{ом} = 0,97$ – об'ємний ККД насоса і гідромотора, відповідно (задаємося попередньо).

Аксіальнопоршневі насоси з таким робочим об'ємом випускають провідні закордонні фірми, а

також може бути застосований аксіальнопоршневий насос в виконанні тандем виробництва кропівницького підприємства «Гідросила» [17–19]. Таким чином, комплексне регулювання робочого об'єму насоса та гідромотор-колена дає можливість відпрацювання ТШХ трактора ХТЗ-17021. Для підвищення рівня автоматизації та енергозбереження в трансмісії трактора її ОГП доповнюють електронним блоком і системами пропорційного керування насосом та одночасно 4-ма гідромотор-колесами.

Для перспективної конструкції трактора при підвищенні швидкості до 50 км/год витрата РР повинна буде збільшена до 404 л/хв , але потужність при цьому не перевищує 84 кВт , тобто в умовах роботи штатного ДВЗ. Тиск в ОГП на всіх режимах ТШХ трактора дорівнює від 12 МПа до $32\text{--}36 \text{ МПа}$, але і ці останні значення суттєво менше, ніж максимальний в 50 МПа для гідромотора МНР27 (зазвичай, номінальний тиск в радіальнопоршневих гідромоторах дорівнює 25 МПа або 32 МПа). Слід відмітити, що наведені результати були отримані з урахуванням гідромеханічного ККД гідромоторів на рівні $0,95$ і теоретичних значення витрати, тобто потребують уточнення на подальших етапах роботи.

На рис. 4 побудована залежність крутного моменту гідромотор-колена МНР27 залежно від частоти його обертання з вказівками щодо ступені робочого об'єму гідромотора, яка забезпечує цю характеристику. Таким чином, гідромотор забезпечує переміщення трактора з заданими параметрами, а для створення безступінчастого переміщення трактора використовується аксіальнопоршневий насос з електрогідравлічним пропорційним регулятором. Автоматизація переключення діапазонів може бути створена за допомогою сигналів зворотного зв'язку за тиском в ОГП та частотою обертання гідромотор-

колес. Ці параметри входять до електронного блоку, який подає керуючі сигнали на регулятори робочих об'ємів насоса та гідромотора.

Розглянемо перспективи застосування в інших трансмісіях транспортних засобів високомоментних радіальнопоршневих багатоциклових гідромотор-колес моделі МНР-Рослайн. На рис. 5 приведені значення робочих об'ємів п'яти типорозмірів гідромоторів МНР-Рослайн залежно від максимальних частот обертання зі значеннями проміжних ступенів робочих об'ємів. Також вказані значення крутних моментів при максимальних робочих об'ємах гідромоторів. Слід відмітити досягнуті максимальні значення частоти обертання від 180 хв^{-1} до 430 хв^{-1} , що є перспективними щодо створення трансмісій з безредукторними гідромотор-колесами.

На рис. 6 представлені залежності зміни крутного

моменту, частоти обертання та потужності гідромоторів МНР-Рослайн з 4-ма ступенями регулювання робочого об'єму залежно від останнього. При цьому приведені залежності для екстремальних значень робочих об'ємів: 1416 см^3 і 3526 см^3 типорозмірного ряду моделей МНР20/27. Позначки з цифрою «1» відносяться для гідромотора з максимальним робочим об'ємом 1416 см^3 , з цифрою «2» відносяться до самого найбільшого типорозміру з робочим об'ємом 3526 см^3 . Робочий об'єм гідромоторів зменшується ступінчасто зі співвідношенням 1; 1,33; 2,0 та 4,0. При цьому частота обертання гідромоторів збільшується на 1,25–1,28 від частоти обертання при максимальному робочому об'ємі.

Крутний момент гідромоторів збільшується від $11,3 \text{ кН}\cdot\text{м}$ для гідромотора з мінімальним робочим об'ємом 1416 см^3 до $28 \text{ кН}\cdot\text{м}$ для гідромотора з максимальним робочим об'ємом 3526 см^3 .

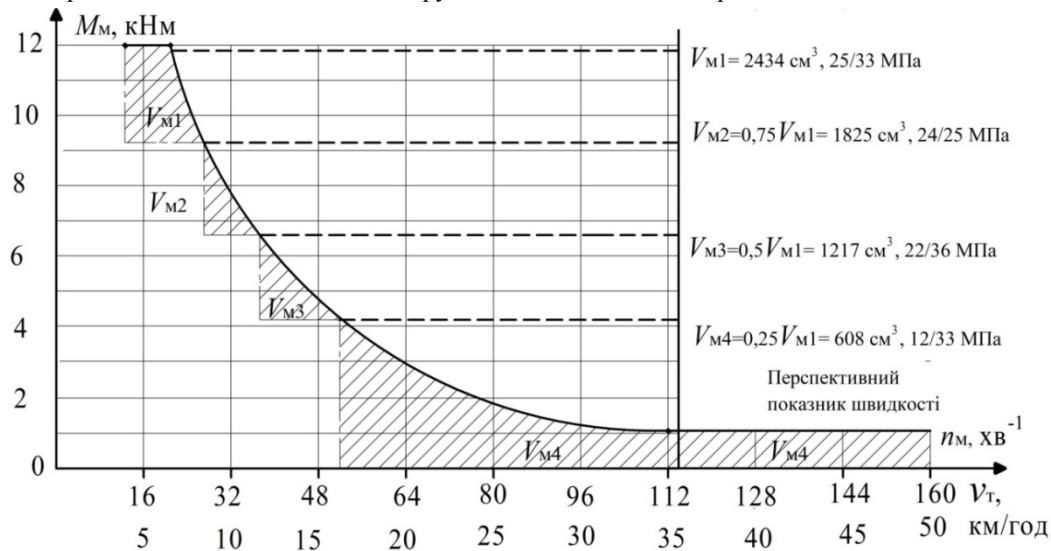


Рис. 4. Залежності тягового зусилля трактора ХТЗ-17021 від його швидкості та крутного моменту гідромотор-колеса з регульованим робочим об'ємом від частоти його обертання

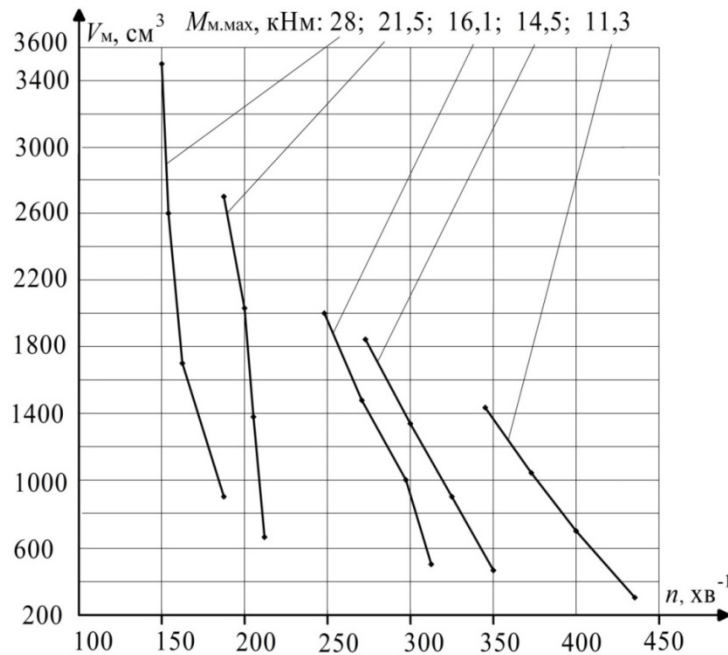


Рис. 5. Максимальні значення частоти обертання гідромоторів МНР Рослайн з 4-ма ступенями регулювання робочого об'єму

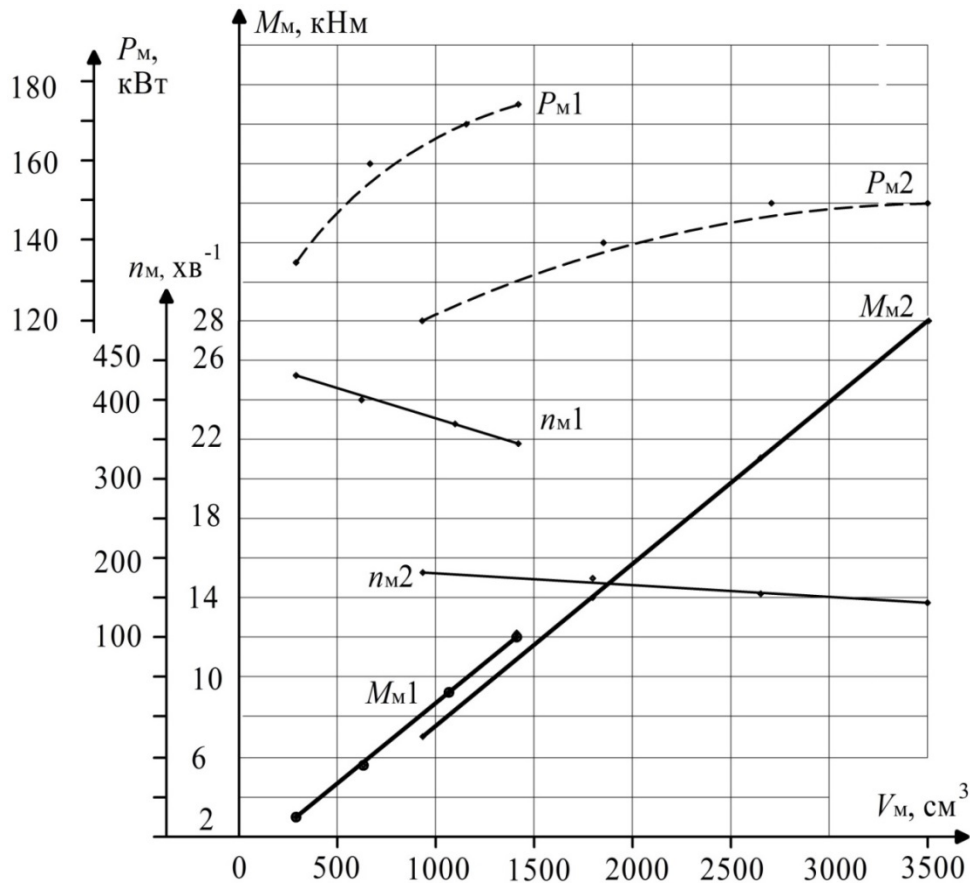


Рис. 6. Крутний момент, частота обертання та потужність гідромоторів МНР-Poclain з 4-ма ступенями регулювання робочого об'єму

Максимальна потужність цих гідромоторів досягає 175 кВт і 150 кВт, відповідно. Але слід відзначити, що в типорозмірному ряду регульованих гідромоторів є зразок з потужністю 185 кВт. Це модель має робочий об'єм 2712 см³. Також відзначимо, що гідромотори з постійним робочим об'ємом мають підвищену максимальну потужність, яка більше на 1,1–1,3 рази потужності гідромоторів з 4-ма ступенями робочого об'єму. Максимальне значення потужності в 280 кВт має гідромотор з постійним робочим об'ємом 1893 см³. Для гідромоторів з постійним робочим об'ємом максимальна частота обертання суттєво більша ніж з регульованим виконанням. Наприклад, для гідромотора з постійним робочим об'ємом 1416 см³ максимальна частота обертання дорівнює

505 хв⁻¹, а для регульованих виконань при функціонуванні з максимальним робочим об'ємом знижується до 420 хв⁻¹, 380 хв⁻¹ і 342 хв⁻¹ для двоступеневого, триступеневого та чотириступеневого виконання, відповідно.

В каталогах, присвячених гідромоторам МНР-Poclain, не приводиться зображення внутрішньої компоновки вузлів поршневих груп та розподільника РР, а тільки зовнішній вигляд гідромоторів, і можливо це пов'язано з новизною розробки в умовах високої конкуренції в даній галузі. На рис. 7 представлені зовнішні види гідромоторів в виконанні з маточиною для кріплення колеса (рис. 7, а), зі шліцьовим валом (рис. 7, б) та видом на задню кришку з розподільником РР (рис. 7, в).



Рис. 7. Гідромотори МНР20/27 Poclain Hydraulics

Маса гідромоторів є постійною для всього типорозмірного ряду, але залежить від вбудованих гальмівних систем – стоянкових, робочих або комбінованих (стоянкової і робочої в одному гідромоторі). Таким чином, гідромотор-колеса з фланцевим приєднанням до маточини колеса мають масу: без гальма – 180 кг; зі стоянковим або робочим гальмом – 200 кг; з комбінованим гальмом – 240 кг. Гідромотори з вихідним шліцьовим валом мають масу: без гальма – 180 кг; зі стоянковим гальмом – 200 кг.

Загальна характеристика гідромоторів МНР20/27-Poclain: робочі об'єми від 1400 см³ до 3500 см³, крутний момент до 24 кН·м, частота обертання до 520 хв⁻¹, потужність до 280 кВт, кількість ступенів регулювання робочого об'єму 2; 3 або 4.

На рис. 8 приведені значення повного (загального) ККД гідромоторів МНР20/27-Poclain залежно від тиску (p , бар, в співвідношенні 1 бар = 0,1 МПа) та частоти обертання (n , %). Максимальне значення ККД досягає 0,93, що є високим показником серед гідромоторів даного типу. Таке значення ККД знаходиться в зоні 15 %–55 % від максимальної частоти обертання та при тисках від 15 МПа до 45 МПа (150 бар–450 бар), що і є зоною оптимальної роботи гідромотора. При підвищенні частоти обертання в діапазоні 55 %–100 % від максимального значення та при тисках менше 15 МПа (150 бар) ККД гідромотора зменшується до 0,83.

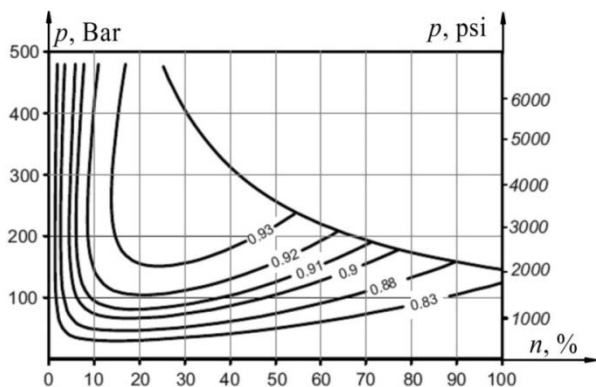


Рис. 8. ККД гідромоторів МНР20/27-Poclain

На рис. 9 приведена гідравлічна принципова схема гідромотора МНР20/27-Poclain з 4-ма ступенями регулювання робочого об'єму та стоянковим і робочим

гальмами [20]. Гідромотор М умовно поділений на три гідромотора М1, М2 і М3, і за допомогою гідророзподільників P1 і P2 з гідравлічним керуванням (лінії керування Y1 і Y2, відповідно) створюються ступені робочого об'єму. Канал R є зливним і об'єднує три зливних лінії гідромоторів. При відсутності тиску управління в каналах Y1 і Y2 через канал А і гідророзподільники P1 і P2 нагнітається РР від насосу і потрапляє до всіх секцій М1, М2 і М3, що відповідає функціонуванню гідромотора з максимальним робочим об'ємом. При підводі тиску в канал Y1 гідророзподільник P1 переміщується праворуч і гідромотор М1 з'єднується зі зливною лінією R і крутний момент створюють тільки гідромотори М2 і М3 (друга ступень регулювання). При підведенні тиску тільки в канал Y2 гідророзподільник P2 зміщується ліворуч і гідромотор М2 з'єднується зі зливною лінією R і крутний момент створюють тільки гідромотори М1 і М3 (третья ступень регулювання). При одночасній подачі тиску управління в камери Y1 і Y2 гідромотори М1 і М2 з'єднується зі зливною лінією R і крутний момент створює тільки гідромотор М3 (четверта ступень регулювання). Лінії 1, 2 і 3 є дренажними для відведення витоків РР з корпусу гідромотора. Гальмівна комбінована система складається з валу маточини 4 і гальмівних дисків 5, пружини 6 і поршня 7 стоянкової системи, поршня 8 робочої гальмівної системи та отворів для підведення тиску: XD – для здійснення робочого гальмування; X – для розгальмування стоянкового гальма.

Гідравлічна принципова схема ОГП транспортної машини з гідромотор-колесами М1–М4 і антибуксувальним пристроєм VMA фірми «Poclain Hydraulics» наведена на рис. 10 [21]. До складу ОГП входять приводний ДВЗ, основний насос Н, насос підживлення Нп, дроселі ДР1–ДР4 з електромагнітним пропорційним керуванням, датчики частоти обертання колес ДЧО1–ДЧО4, датчик ДПРК кута повороту рульового колеса РК і електронний блок керування БК. Під час руху транспортного засобу з однаковими швидкостями кожного з колес, що характерно для прямолінійного руху по рівній сухій дорозі, дроселі ДР1–ДР4 нормально відкриті під дією зворотних пружин і РР при мінімальному гідравлічному опорі надходить до гідромоторів М1–М4.

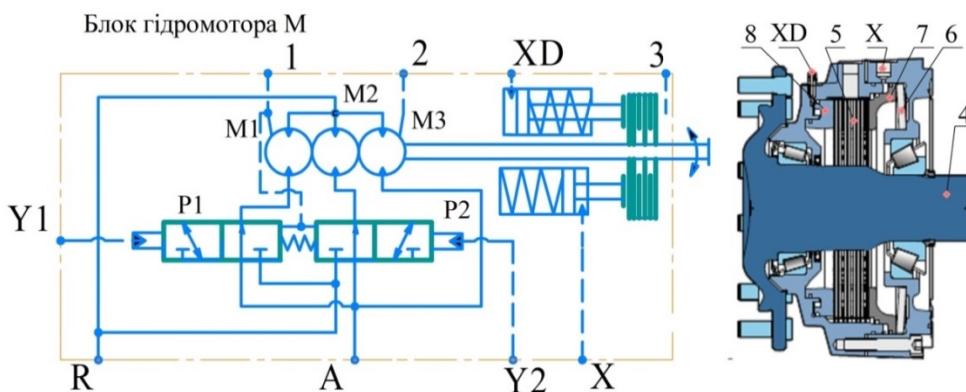


Рис. 9. Гідравлічна принципова схема гідромотора МНР20/27-Poclain та загальний вид комбінованого гальмівного пристрою

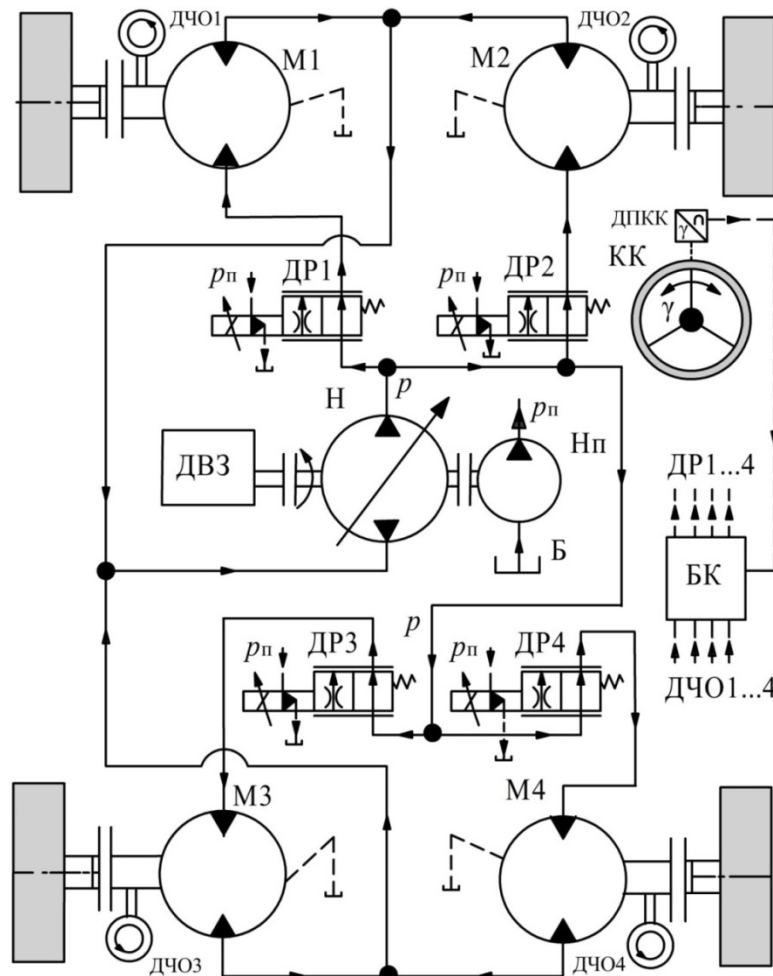


Рис. 10. Гідралічна принципова схема ОГП з гідромотор-колесами фірми «Poclain Hydraulics» і антибуксувальним електрогідралічним пристроєм VMA

При повороті транспортного засобу за допомогою датчика ДПКК вводиться корегування подачі витрат через дроселі ДР1–ДР4 мотор-колес М1 і М2 пропорційно куту відхилення γ рульового колеса. Буксування одного з колес призводить до різкого збільшення частоти обертання відповідного гідромотора, оскільки транспортний засіб зупиняється і вся подача насоса Н надходить тільки до одного з гідромоторів. Підвищення частоти обертання гідромотора понад максимально допустиме значення пов'язане з ризиком перегрівання поршневих груп і розподільного вузла. З метою запобігання режиму буксування електронний блок БК виконує порівняння значень сигналів зворотного зв'язку від датчиків частоти обертання ДЧО і вводять необхідну корекцію. Наприклад, при обертанні гідромотора М2 з підвищеною швидкістю, блок БК подає електричний сигнал на дросель ДР2, перекриття перерізу якого перерозподіляє РР між гідромоторами і відновлює рух. Основною функцією гідроблока VMA є обмеження витрати, що подається до гідромотора колеса, що буксує.

Висновки. 1. Проведені статичні розрахунки показали, що нові високомоментні радіальнопоршневі гідромотор-колеса МНР27 фірми «Poclain Hydraulics» з поширеним діапазоном швидкості та регулювання

робочого об'єму дають можливість створення трансмісії тракторів зі швидкістю до 50 км/год.

2. На основі аналізу тягово-швидкісних характеристик трактора ХТ3-17021 проведений вибір типорозмірів 4-х ведучих гідромотор-колес та аксіальнопоршневого насоса трансмісії.

3. Показана можливість підвищення швидкості трактора від штатної 35 км/год до перспективної в 50 км/год.

4. Гідромотор-колеса МНР27 агреговані гальмами стоянкового і робочого типів і поруч з антибуксувальною електрогідралічною системою забезпечують потрібні властивості трансмісії сучасного трактора.

5. Подальші роботи повинні бути спрямовані для оцінки динамічних характеристик гідравлічної трансмісії колісного трактора та уточнення режимів регулювання насоса і гідромотор-колес за допомогою засобів електрогідроавтоматики.

Список літератури

1. Мітрофанов О. П. Тягово-швидкісні характеристики трансмісії ходових систем самохідних сільгоспмашин. *Промислова гідравліка і пневматика*. 2007. № 3 (17). С. 104–106.
2. Іванов М. І., Мороз Ю. О. Сучасні тенденції застосування гідротрансмісій в приводах самохідних сільськогосподарських машин. *Зб. наук. пр. Вінницького національного аграрного університету. Сер.: Технічні науки*. Вінниця. 2011. Вип. 9. С. 46–52.

3. Самородов В. Б., Аврунін 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.
4. Самородов В. Б., Пелипенко Є. С., Аврунін Г. А., Мороз І. І. Аналіз використання об'ємних гідроприводів в трансмісіях колісних сільгоспмашин. *Промислова гідроліка і пневматика*. 2021. № 2 (66). С. 55–72.
5. *Промисловий трактор-бульдозер TC-10*. URL: <http://xtz.ua/ua/technical-doc.html> (дата звернення: 09.11.2023).
6. *Variable Plug-in Motor A6VE. Rexroth Bosch Group. RE 91606/06.12*. 40 p.
7. *Hydrostatic drives HYDROTRAC GFT for mobile applications. Size GFT 9 to GFT 450. Rexroth Bosch Group. Output torques from 9000 to 450000 Nm. RE 7710*. 2014. 20 p.
8. Самородов В. Б., Аврунін Г. А., Мороз І. І., Щербак О. В. Аналіз динаміки бортового об'ємного гідропривода гусеничного трактора. *Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів*. 2021. № 23. С. 94–106.
9. Александров Е. Е., Епифанов В. В., Медведев Н. Г., Устиненко А. В. *Тягово-скоростные характеристики быстроходных гусеничных и полноприводных колесных машин*. Харьков: НТУ «ХПИ», 2007. 124 с.
10. *Orbital Motors Type DR, DT and D9. Technical Information*. URL: <https://whitedriveproducts.com/wp-content/uploads/2023/01/Orbital-Motors-Type-DR-DT-and-D9-Technical-Information.pdf> (дата звернення: 09.11.2023).
11. *M+S HYDRAULIC MOTORS MTM*. URL: <https://motorimpex.ua/files/downloads/MTM.pdf> (дата звернення: 11.11.2023).
12. *Трактор ХТЗ-17021*. URL: <https://t-i-t.com.ua/htz-17021/> (дата звернення: 12.11.2023).
13. *Radial piston motor for compact drives MCR-C. The Drive & Control Company. Rexroth Bosch Group. RE 15197*. 13 p.
14. *MS18. Modular Hydraulic Motors. Poclairn Hydraulics. Technical Catalog. 801478191E*. 2003. 36 p.
15. *MS25. Modular Hydraulic Motors. Poclairn Hydraulics. Technical Catalog. 801478192F*. 2003. 32 p.
16. *MHP20/MHP27 Hydraulic Motors. Poclairn Hydraulics. B24840Z*. 2021. 60 p.
17. *Axial Piston Pump H1. Size 147/165. Single. Technical Information. SAUER DANFOSS. 11063347*. 2011. 36 p.
18. *Axial piston variable pump A4VG Series 32. Rexroth Bosch Group. RE-E 92003*. 2016. 72 p.
19. *Axial Piston Pumps and Motors for Closed Circuit*. URL: <https://www.hydrosila.com/products/axial-pumps> (дата звернення: 12.11.2023).
20. *Power Transmission Valves. Poclairn hydraulics. Technical Catalog. B33971Z*. 2021. 88 p.
21. *Selection guige. Poclairn hydraulics*. 2011. 45 p.
3. Samorodov V. B., Avrunin H. 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.
4. Samorodov V. B., Pelypenko Ye. S., Avrunin H. A., Moroz I. I. Analiz vykorystannya ob'yemnykh hidropyvodiv v transmissiyakh kolisnykh sil'hospmashyn [Analysis of the use of volumetric hydraulic drives in transmissions of wheeled agricultural machines]. *Promyslova hidravlika i pnevmatyka*. 2021, no. 2 (66), pp. 55–72.
5. *Promyslovyy traktor-bul'dozer TS-10* [Industrial tractor-bulldozer TS-10]. Available at: <http://xtz.ua/ua/technical-doc.html> (accessed 09.11.2023).
6. *Variable Plug-in Motor A6VE. Rexroth Bosch Group. RE 91606/06.12*. 40 p.
7. *Hydrostatic drives HYDROTRAC GFT for mobile applications. Size GFT 9 to GFT 450. Rexroth Bosch Group. Output torques from 9000 to 450000 Nm. RE 7710*. 2014. 20 p.
8. Samorodov V. B., Avrunin H. A., Moroz I. I., Shcherbak O. V. Analiz dynamiky bortovoho ob'yemnoho hidropyvoda husenychnoho traktora [Analysis of the dynamics of the onboard volumetric hydraulic drive of a crawler tractor]. *Tekhnichnyy servis ahropromyslovoho, lisovoho ta transportnoho kompleksiv*. 2021, no. 23, pp. 94–106.
9. Aleksandrov E. E., Epifanov V. V., Medvedev N. G., Ustinenko A. V. *Tyagovo-skorostnye kharakteristiki bystrokhodnykh gusenichnykh i polnoprivodnykh kolisnykh mashin* [Trailer-speed characteristics of high-speed track and four-wheel drive wheeled vehicles]. Kharkov, NTU "KhPI" Publ., 2007. 124 p.
10. *Orbital Motors Type DR, DT and D9. Technical Information*. Available at: <https://whitedriveproducts.com/wp-content/uploads/2023/01/Orbital-Motors-Type-DR-DT-and-D9-Technical-Information.pdf> (accessed 09.11.2023).
11. *M+S HYDRAULIC MOTORS MTM*. Available at: <https://motorimpex.ua/files/downloads/MTM.pdf> (accessed 11.11.2023).
12. *Traktor KhTZ-17021* [Tractor KhTZ-17021]. Available at: <https://t-i-t.com.ua/htz-17021/> (accessed 12.11.2023).
13. *Radial piston motor for compact drives MCR-C. The Drive & Control Company. Rexroth Bosch Group. RE 15197*. 13 p.
14. *MS18. Modular Hydraulic Motors. Poclairn Hydraulics. Technical Catalog. 801478191E*. 2003. 36 p.
15. *MS25. Modular Hydraulic Motors. Poclairn Hydraulics. Technical Catalog. 801478192F*. 2003. 32 p.
16. *MHP20/MHP27 Hydraulic Motors. Poclairn Hydraulics. B24840Z*. 2021. 60 p.
17. *Axial Piston Pump H1. Size 147/165. Single. Technical Information. SAUER DANFOSS. 11063347*. 2011. 36 p.
18. *Axial piston variable pump A4VG Series 32. Rexroth Bosch Group. RE-E 92003*. 2016. 72 p.
19. *Axial Piston Pumps and Motors for Closed Circuit*. Available at: <https://www.hydrosila.com/products/axial-pumps> (accessed 12.11.2023).
20. *Power Transmission Valves. Poclairn hydraulics. Technical Catalog. B33971Z*. 2021. 88 p.
21. *Selection guige. Poclairn hydraulics*. 2011. 45 p.

References

1. Mitrofanov O. P. Tyahovo-shvydkisni kharakterystyky transmisiy khodovykh system samokhidnykh sil'shospmashyn [Traction and speed characteristics of transmissions of running systems of self-propelled agricultural machines]. *Promyslova hidravlika i pnevmatyka*. 2007, no. 3 (17), pp. 104–106.
2. Ivanov M. I., Moroz Yu. O. Suchasni tendentsiyi zastosuvannya hidrottransmisiy v pryvodakh samokhidnykh sil'skohospodars'kykh mashyn [Modern trends in the use of hydraulic transmissions in the drives of self-propelled agricultural machines]. *Zb. nauk. pr.*

Надійшла (received) 16.11.2023

Відомості про авторів / About the Authors

Аврунін Григорій Аврамович (Avrunin Grygoriy) – 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

Подригалo Михайло Абович (Podrigalo Mikhail) – доктор технічних наук, професор, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, завідувач кафедри «Технологія машинобудування і ремонту машин»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-1624-5219>; e-mail: pmikhab@gmail.com

Єременко Антон Васильович (Yeremenko Anton) – Харківський національний автомобільно-дорожній університет, аспірант кафедри «Автомобілі ім. А. Б. Гредескула»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-6666-5935>; e-mail: flammen93@ukr.net

Мороз Ірина Іванівна (Moroz Irina) – Харківський національний автомобільно-дорожній університет, старший викладач кафедри «Вища математика»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-5950-2089>; e-mail: irinamoroz1@ukr.net

Є. С. КРУПА, Р. М. ДЕМЧУК

РОЗРОБКА НОВИХ КОНСТРУКЦІЙ ГОРИЗОНТАЛЬНИХ КАПСУЛЬНИХ ГІДРОТУРБІН

Розглянуто ключові аспекти та шляхи підвищення енергетичної та експлуатаційної ефективності гідротурбінного обладнання гідроелектростанцій. Здійснено детальний аналіз напрямків удосконалення основних показників, які характеризують переваги лопатевих гідротурбін горизонтального типу. Особливу увагу приділено прямоточним поворотно-лопатевим гідротурбінам з горизонтальним розташуванням осі обертання гідроагрегату. Зазначено, що ці гідротурбіни володіють значущими перевагами порівняно з турбінами, які використовують спіральну камеру для подачі води, зокрема високою пропускною здатністю та широким діапазоном експлуатації по напорам та витратам. Основний акцент авторами статті зроблено на перевагах прямоточних капсульних гідротурбін та їхньому потенційному використанні при високих напорах. Недоліком існуючих прямоточних гідроагрегатів є те, що вони працюють на низьких напорах до 25 м, тому необхідно займатися розробкою нових конструкцій гідротурбін даного типу. В роботі розглянуто нові конструктивні рішення, на які отримано патенти України, спрямовані на ефективне використання горизонтальних капсульних гідроагрегатів на вищих напорах, до 280 м, з розширенням зони надійної експлуатації. Висвітлена проблематика підвищення енергетичних та експлуатаційних показників гідротурбінного обладнання гідроелектростанцій ставить перед дослідниками важливі завдання щодо оптимізації конструкцій та покращення їхньої ефективності. Запропоновано рекомендації щодо проведення чисельного моделювання в програмах CFD (Computational Fluid Dynamics). Застосування CFD в даному контексті забезпечує детальне розуміння гідродинамічних процесів в проточних частинах гідротурбін, що є ключовим фактором у їх удосконаленні. Такий інтегрований підхід до дослідження, який включає в себе як експериментальні, так і чисельні методи, сприятиме розробці ефективних та надійних гідротурбін, відповідно до сучасних вимог сталого розвитку енергетики.

Ключові слова: капсульна гідротурбіна, робоче колесо, направляючий апарат, сопловий апарат, комбінаторна залежність, коефіцієнт корисної дії.

Y. KRUPA, R. DEMCHUK

DEVELOPMENT OF NEW DESIGNS OF HORIZONTAL BULB HYDROTURBINES

The key aspects and methods of increasing the energy and operational efficiency of hydraulic turbine equipment at hydroelectric power plants are considered. A detailed analysis of directions for improving the main indicators characterizing the advantages of horizontal-type bladed hydraulic turbines has been carried out. Particular attention is paid to direct-flow rotary-blade hydraulic turbines with a horizontal axis of rotation for the hydraulic unit. These hydraulic turbines offer significant advantages over those using a spiral casing for water supply, including high throughput and a wide range of operating pressures and flow rates. The focus of the article is on the advantages of direct-flow bulb hydraulic turbines and their potential use at high pressures. However, existing direct-flow hydraulic units operate at low heads of up to 25 m. Therefore, there is a need to develop new designs for these turbines to operate efficiently at higher heads up to 280 m, expanding the reliable operation zone. The paper examines new design solutions for which Ukrainian patents have been received, aiming at the effective use of horizontal bulb hydraulic units. The text highlights the problems of increasing the energy and operational performance of hydraulic turbine equipment at hydroelectric power plants, presenting important tasks for researchers to optimize structures and improve efficiency. Recommendations for carrying out numerical modeling in CFD (Computational Fluid Dynamics) programs are proposed to provide a detailed understanding of hydrodynamic processes in the flow parts of hydraulic turbines. The purpose of numerical modeling is to evaluate the efficiency and productivity of new hydroturbines in different operating modes. This includes analyzing the pressure distribution, flow rate and other characteristics inside the turbine. The obtained data will allow to identify potential "weak" points and optimize the blading and other structural elements for maximum efficiency. This integrated research approach, including both experimental and multiple methods, will contribute to the development of efficient and reliable hydroturbines in line with modern requirements for sustainable energy development.

Keywords: bulb hydraulic turbine, runner, wicket gate, nozzle diaphragm, cate-blade relationship, efficiency.

Вступ. Сучасне енергетичне виробництво зіштовхується з постійною потребою у вдосконаленні технологій, особливо в області гідравлічних турбін. Ефективність енергетичних систем напряму залежить від продуктивності використовуваних турбін, тому розробка нових типів гідравлічних турбін стає ключовим фактором у забезпеченні стійкого та ефективного виробництва енергії [1–2].

Одним з головних напрямків в цій сфері є підвищення ефективності роботи гідротурбін. З розвитком технологій та наукових досліджень, необхідно продовжувати роботу над розробкою нових типів гідравлічних турбін. Це пов'язано з тим, що нові технології можуть забезпечити більшу ефективність виробництва електроенергії, менше витрат на утримання та експлуатацію, а також зниження впливу на навколишнє середовище. Це особливо важливо в умовах постійно зростаючого попиту на енергію та прагнення зменшення залежності від традиційних

джерел енергії.

Створення нових конструкцій гідравлічних турбін вимагає глибокого розуміння фізичних процесів, що відбуваються під час їх роботи. Унікальні форми лопатевих систем, оптимізовані для конкретних умов, а також інноваційні методи управління потоком води стають ключовими аспектами у підвищенні ефективності гідравлічних турбін [2–6].

Крім того, з урахуванням зростаючої кількості гідроенергетичних станцій та їх розвитку у різних країнах світу, виникає потреба у розробці гідравлічних турбін, які відповідають різним кліматичним та географічним умовам. Наприклад, гідроелектростанції в умовах високих гір або в областях з низьким рівнем води потребують гідравлічних турбін з відповідними параметрами та характеристиками [1–3].

Мета дослідження полягає в глибокому

розкритті потенціалу та визначенні оптимальних шляхів вдосконалення горизонтальних капсульних гідротурбін. В результаті цього дослідження виявлено нові можливості для підвищення ефективності гідротурбін, що в свою чергу сприятиме подальшому розвитку та удосконаленню галузі відновлювальної енергетики.

Переваги горизонтальних капсульних гідротурбін. Сучасні ГЕС із горизонтальними капсульними гідроагрегатами (рис. 1) вже успішно функціонують у різних частинах світу. Важливо, що вони можуть бути встановлені як у великих річках, так і на дрібних водотоках, що розширює область їх застосування [1–8].

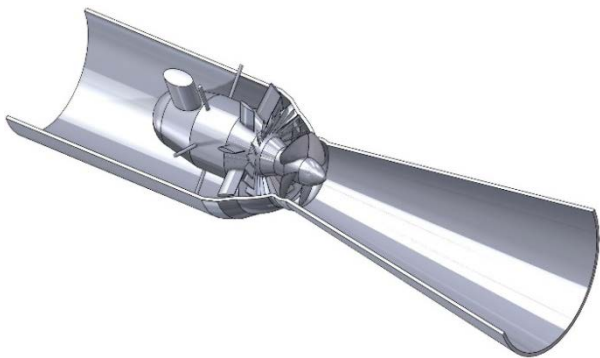


Рис. 1. Прямоточний капсульний гідроагрегат

На даний момент перспективним напрямком у сучасному гідротурбобудуванні є розробка горизонтальних прямоточних гідроагрегатів з високими коефіцієнтами швидкохідності, для їх застосування більш високі напори [6–8].

Застосування прямоточних гідроагрегатів на напори понад 40 м зустрічає ряд проблем гідродинамічного характеру, міцності конструкцій, а також проблем надійної експлуатації. Однак ці труднощі і проблеми можна вирішити, а переваги, що отримуються від застосування прямоточних агрегатів, незаперечні.

Ефективність та продуктивність. Однією з ключових переваг горизонтальних капсульних гідротурбін (ГКГТ) є їх висока ефективність та продуктивність. Ці турбіни спроектовані так, щоб максимально використати енергію потоку води. Їх горизонтальне положення та конструкція з поворотними лопатями дозволяють забезпечувати стабільне та надійне виробництво електроенергії [4–8].

Перевага ГКГТ полягає також у їхній здатності працювати в широкому діапазоні швидкостей потоку води. Це означає, що вони можуть ефективно функціонувати як на річках з повільною течією, так і більш швидких водотоках. Ефективність ГКГТ робить їх привабливим вибором для різноманітних проектів гідроенергетики.

Прямоточні (капсульні) гідроагрегати (рис. 1), такі як на Київській ГЕС, Канівській ГЕС та ін., незважаючи на складність конструкції та велику металомісткість, мають суттєві переваги в порівнянні з гідротурбінами зі спіральним підведенням води [6]:

- на 30–40 % більш висока пропускна здатність,

що дозволяє при тому ж діаметрі робочого колеса підвищити потужність на 30–40 % або зменшити діаметр робочого колеса при тій же потужності і отримати суттєву економію габариту ГЕС у плані та металоемності арматури, що закладається в бетон;

- вищий ККД в оптимумі і значно вищий середньоексплуатаційний ККД (на 5–10 %);

- більш широкий діапазон експлуатації за напорами та витратами, ширшу маневреність при пуску та зупинці гідроагрегату, що важливо при роботі на пікових навантаженнях;

- більш стабільну роботу гідроагрегату на режимах, відмінних від оптимального в широких діапазонах зміни витрати (потужності) та напору;

- нижчий рівень нестационарності потоку.

Компактність та низьке навантаження на інфраструктуру. ГКГТ мають компактний дизайн, що робить їх придатними для встановлення в обмежених просторах. Це особливо важливо для проектів МГЕС на малих річках. Компактність ГКГТ дозволяє максимально використовувати ресурси та знизити навантаження на інфраструктуру [6, 7].

Крім того, встановлення ГКГТ потребує меншого об'єму будівельних робіт, порівняно з ГЕС, де використовуються вертикальні гідротурбіни. Це знижує вплив на довкілля та зменшує витрати на будівництво та обслуговування. Їхня висока ефективність та низькі експлуатаційні витрати роблять їх привабливим варіантом для інвесторів та операторів гідроелектростанцій.

Нові конструктивні рішення горизонтальних капсульних гідротурбін. Для розробки нових типів гідравлічних турбін необхідно проводити науково-дослідні роботи та впроваджувати нові технології.

На кафедрі «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури» НТУ «ХПІ» ведеться активна робота щодо розробки нових типів гідравлічних турбін. Основоположником цього напрямку став професор Олег Васильович Потетенко. За останні роки кафедрою гідромашин було отримано десятки патентів України на нові конструкції гідротурбін [6–10].

Розглянемо дві нових конструкції горизонтальних капсульних гідротурбін, на які було отримано патенти України на корисну модель [9, 10].

Дані корисні моделі відносяться до галузі гідромашинобудування і можуть бути використані на гідроелектростанціях.

Відомі гідроагрегати обладнані гідротурбінами поворотно-лопатевого типу, що включають спіральну камеру, статор, направляючий апарат та робоче колесо поворотно-лопатевого діагонального типу, застосовувані на напори від 40 до 170 м [11].

Такі гідротурбіни мають високі енергокавітаційні й експлуатаційні показники в порівнянні з жорстколопатовими радіально-осьовими гідротурбінами, які застосовуються на високі напори.

Недоліком у порівнянні з прямоточними горизонтальними гідроагрегатами є більш низька пропускна спроможність цих гідротурбін та більші розміри блоку гідроагрегату в плані, менш широкий діапазон надійної експлуатації по напорам та

витратам.

Відомі гідроагрегати горизонтально-капсульного типу з прямоосним проточним трактом, застосовувані на низьконапірних ГЕС з $H = 3\text{--}25$ м [7].

Ці гідроагрегати внаслідок прямоосного підведення й відведення води і простоти форми проточного тракту при установці на низьконапірних ГЕС мають переваги перед гідроагрегатами з вертикальними поворотно-лопатевими гідротурбінами (як по пропускній здатності і частоті, так і за енергетичними показниками). При цьому габаритні розміри гідротурбінного блоку значно менші, ніж в осевих вертикальних поворотно-лопатевих гідротурбінах.

Недоліком існуючих прямооточних гідроагрегатів з турбінами такого типу є те, що вони працюють на низьких напорах до 25 м. Це пов'язано з тим, що в цих гідротурбінах відсутня спіральна камера, а момент кількості руху перед робочим колесом горизонтально-прямоточної гідротурбіни створюється колонами статора і направляючим апаратом, установленим перед робочим колесом. Тому забезпечити перед робочим колесом необхідний високий рівень моменту кількості руху тільки за рахунок статора і направляючого апарату неможливо [7].

В основу корисної моделі [9] поставлена задача підвищення середньоексплуатаційних, енергокавітаційних показників і надійності експлуатації прямооточних горизонтальних гідроагрегатів, розширення зони експлуатації по напорам аж до 270–280 м.

Поставлена задача досягається тим, що в турбіні перед направляючим апаратом встановлюється сопловий підвідний орган гідротурбіни, що представляє собою ряд спеціально спрофільованих криволінійних (спіральних) конфузорних соплових каналів, які розміщені по колу перед лопатками направляючого апарату, що забезпечують необхідний момент кількості руху для оптимальної роботи гідротурбіни при напорах до 270–280 м та рівномірним по окружному напрямку і по висоті направляючого апарату підводом потоку до робочого колеса діагонального жорстко-лопатевого пропелерного та поворотно-лопатевого осевого типу, що спрацьовує підвищений напір. Лопатки соплових апаратів при цьому грають також роль колон статора, що забезпечує надійну опору гідроагрегату [9].

На рис. 2 показано меридіональний перетин горизонтального прямооточного гідроагрегату; на рис. 3 представлено сопловий конфузорний канал в плані.

Горизонтальний прямооточний гідроагрегат включає в себе металічну капсулу або бетонну колону 1, в якій розташовуються генератор електричного струму, підшипники, під'ятник, допоміжне обладнання; сопловий конфузорний підвідний орган 2; лопатки направляючого апарату 3; робоче колесо діагонально-осевого типу 4; відсмоктуючу трубу прямоосного типу 5.

Горизонтальний прямооточний гідроагрегат з діагонально-осевим робочим колесом складається з

гідротурбінного і електрогенераторного обладнання.

Гідравлічна турбіна являється приводом генератора електричного струму, перетворюючи енергію потоку води в механічну енергію обертання ротора генератора та працює наступним чином [9].

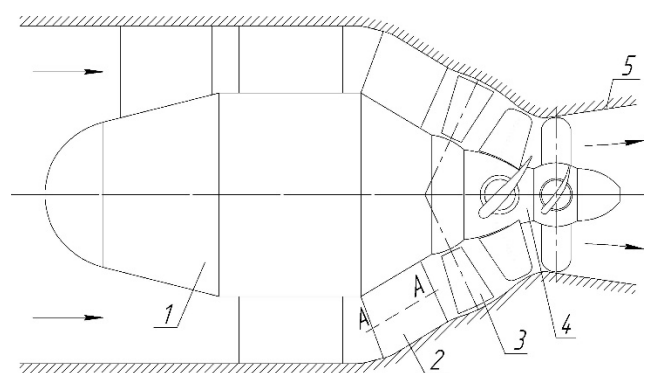


Рис. 2. Високонапірний горизонтальний прямооточний гідроагрегат з діагонально-осевим робочим колесом

Перетин А-А

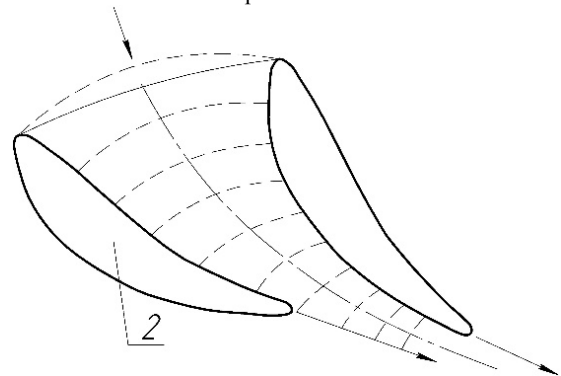


Рис. 3. Сопловий підвідний орган

Потік води з певним напором і витратою підводиться в область соплового підвідного органу 2. В конфузорних, спеціально спрофільованих соплових каналах, що розміщені по колу перед направляючим апаратом, збільшується меридіональна та окружна складова швидкості потоку, створюючи необхідний для оптимальної роботи гідротурбіни момент кількості руху потоку та рівномірність в окружному напрямку й висоті направляючого апарату, забезпечуючи високі енергокавітаційні показники гідротурбіни. Далі потік поступає через міжлопаточні канали направляючого апарату 3, що являється регулюючим (витрату, а відповідно й потужність) органом, в міжлопатеві канали робочого колеса діагонально-осевого типу 4. При цьому розворот лопатей робочого колеса здійснюється за рахунок системи регулювання у відповідності до комбінаторної залежності від величини відкриття лопаток направляючого апарату, забезпечуючи мінімальні втрати енергії. Далі потік з мінімальними втратами відводиться в нижній б'єф прямоосною відсмоктуючою трубою 5.

Наступна конструкція [10] відрізняється тим, що сопловий конфузорний підвідний орган, на відміну від вище приведеної гідротурбіни, має поворотні вихідні елементи (рис. 4, 5).

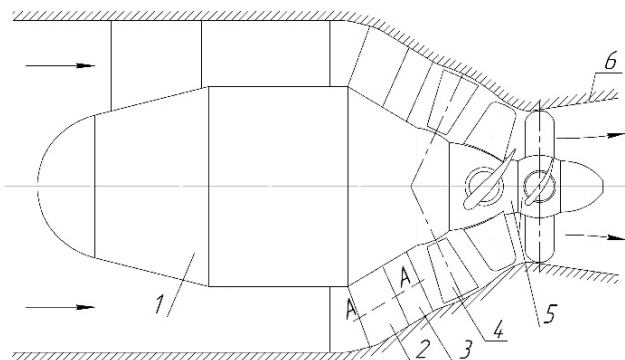


Рис. 4. Високонапірний горизонтальний прямоточний гідроагрегат з діагонально-осьовим робочим колесом

Перетин А-А

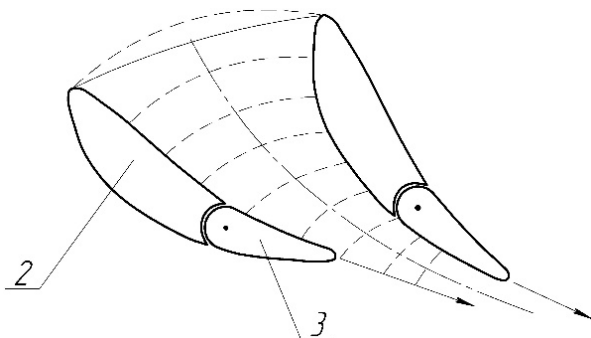


Рис. 5. Сопловий підвідний орган з поворотними вихідними елементами

На рис. 4 показаний меридіональний перетин горизонтального прямоточного гідроагрегату; на рис. 5 представлено сопловий конфузорний канал в плані.

Горизонтальний прямоточний гідроагрегат включає в себе металічну капсулу або бетонну колону 1, в якій розташовуються генератор електричного струму, підшипники, під'ятник, допоміжне обладнання; сопловий конфузорний підвідний орган 2 з поворотними вихідними елементами 3; лопатки направляючого апарату 4; робоче колесо діагонально-осьового типу 5; відсмоктуючу трубу прямоосного типу 6.

Представлена гідротурбіна працює наступним чином. Потік води проходить через канали соплових апаратів. Лопатки соплових апаратів з поворотними вихідними елементами (кромками) виконують функцію регулювання витрати (потужності) гідротурбіни [10].

Далі потік поступає через міжлопаточні канали направляючого апарату в міжлопатеві канали робочого колеса діагонально-осьового типу. При цьому розворот лопатей осьового типу здійснюється за рахунок системи регулювання у відповідності до трьохелементної комбінаторної залежності кута розвороту осьового типу лопатей від розвороту вихідних елементів лопаток соплових апаратів та відкриття лопаток направляючого апарату, забезпечуючи мінімальні втрати енергії. Далі потік з мінімальними втратами відводиться в нижній б'єф прямоосною відсмоктуючою трубою.

Таким чином, застосування прямоточних горизонтальних гідроагрегатів з діагонально-осьовим робочим колесом на більш високі напори (до 270–280 м) [9, 10] дозволяє розповсюдити переваги цих агрегатів, такі як більш висока пропускна спроможність, що забезпечує більшу потужність турбіни при тому ж діаметрі робочого колеса, більш високі енергокавітаційні показники та надійність експлуатації, на вищезазначені напори.

Рекомендації щодо чисельного моделювання потоку в нових конструкціях горизонтальних капсульних гідротурбін. Інноваційні конструкції горизонтальних капсульних гідротурбін, на які були отримані дані патенти, є значущим кроком у розвитку енергетичної індустрії [9, 10]. Однак, незважаючи на успішне проектування, ці конструкції знаходяться на етапі розробки, і для їх оптимізації та удосконалення проведення чисельного моделювання потоку в їх проточних частинах стає необхідним етапом.

Чисельне моделювання виконується з використанням сучасних програмних комплексів CFD (Computational Fluid Dynamics), які дозволяють аналізувати та оптимізувати характеристики потоку в різних умовах. Застосування CFD в даному контексті забезпечує детальне розуміння гідродинамічних процесів всередині гідротурбін, що є ключовим фактором у їх удосконаленні [12, 13].

Метою чисельного моделювання є оцінка ефективності та продуктивності нових гідротурбін в різних режимах роботи. Це включає аналіз розподілу тиску, швидкості потоку та інших характеристик всередині турбіни.

Отримані дані дозволяють виявити потенційні «слабкі» місця та оптимізувати форму лопатевих систем та інших елементів конструкції для максимальної ефективності [12, 13].

Використання сучасних технологій чисельного моделювання відкриває нові перспективи для створення ефективних та надійних гідротурбін.

Висновки. 1. Розробка горизонтальних прямоточних гідроагрегатів з високими коефіцієнтами швидкохідності, для їх застосування на більш високі напори, є перспективним напрямком сучасного гідротурбобудування.

2. Застосування запатентованих конструкцій прямоточних гідроагрегатів з діагонально-осьовим робочим дозволить ефективно використовувати горизонтальні гідротурбіни на напори до 280 м.

3. Представлені нові конструкції гідротурбін знаходяться на стадії розробки, і для їх оптимізації доцільно використовувати чисельне моделювання потоку із застосуванням сучасних програмних комплексів CFD.

Список літератури

1. Pandey B., Karki A. *Hydroelectric Energy: Renewable Energy and the Environment*. Wallingford, United Kingdom: CRC Press, 2016. 419 p.
2. Spellman F. R. *Environmental Engineering*. Florida: CRC Press, 2015. 750 p.
3. Caldwell J. *Hydropower: Renewable Energy Essentials*. United States: Larsen and Keller Education, 2019. 257 p.

4. Сокол С., Черкашенко М., Потетенко О., Дранковський В., Гасюк О., Гриб О. *Гідроенергетика. Том 2. Гідравлічні машини*. Харків: Промарт, 2020. 534 с.
5. Ландау Ю. А. Основные тенденции развития гидроэнергетики Украины. *Научные работы*. Харьков. 2014. Т. 53, вып. 40. С. 82–86.
6. Потетенко О. В., Дранковський В. Е., Ковальов С. М., Крупа С. С., Вахрушева О. С., Шевченко Н. Г. Тенденції просування горизонтальних прямооточних і вертикальних радіально-осьових гідротурбін на високі напори з широким діапазоном експлуатації. *Вісник Сумського державного університету. Сер.: Технічні науки*. Суми: СумДУ. 2010. № 3. С. 125–135.
7. Krupa Y. Development of horizontal bulb hydroturbines for high heads with a wide range of reliable operation modes. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv: NTU "KhPI". 2022. No. 2. P. 33–38.
8. Дранковський В. Е., Тиньянова І. І., Дюжев В. Г., Резва К. С. Інноваційний підхід до розробки нових схем горизонтальних прямооточних гідротурбін. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv: NTU "KhPI". 2022. No. 2. P. 66–70.
9. Черкашенко М. В., Потетенко О. В., Крупа С. С., Гасюк О. І. Пат. 147849, Україна. *Високонапірний горизонтальний прямооточний гідроагрегат*. 2021.
10. Черкашенко М. В., Потетенко О. В., Крупа С. С., Гасюк О. І., Яковлева Л. К. Пат. 147850, Україна. *Високонапірний горизонтальний прямооточний гідроагрегат з діагонально-осьовим робочим колесом*. 2021.
11. Черкашенко М. В., Потетенко О. В., Крупа С. С., Гасюк О. І. Пат. 139840, Україна. *Високонапірний горизонтальний прямооточний гідроагрегат з діагонально-осьовим робочим колесом*. 2020.
12. Pinto R., Afzal A., D'Souza L. Computational Fluid Dynamics in Turbomachinery: A Review of State of the Art. *Archives of Computational Methods in Engineering*. 2017. No. 24. P. 467–479.
13. Keck H., Sick M. Thirty years of numerical flow simulation in hydraulic turbomachines. *Acta Mechanica*. 2008. No. 201. P. 211–229.
- Hasyuk O., Hryb O. *Hidroenerhetyka. Tom 2. Hidravlichni mashyny* [Hydropower engineering. Vol. 2. Hydraulic machines]. Kharkiv, Promart Publ., 2020. 534 p.
5. 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.
6. Potetenko O. V., Drankov's'kyu V. E., Koval'ov S. M., Krupa Ye. S., Vakhrusheva O. S., Shevchenko N. H. Tendentsiyi prosuvannya horizontal'nykh pryamotochnykh i vertykal'nykh radial'no-os'ovykh hidroturbin na vysoki napory z shyrokym diapazonom ekspluatatsiyi [Trends in the promotion of horizontal direct-flow and vertical radial-axial hydraulic turbines for high heads with a wide range of operation]. *Visnyk Sums'koho derzhavnoho universytetu. Seriya: Tekhnichni nauky* [Sumy State University Bulletin. Series: Technical sciences]. Sumy, SumDU Publ., 2010, no. 3, pp. 125–135.
7. Krupa Y. Development of horizontal bulb hydroturbines for high heads with a wide range of reliable operation modes. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2022, no. 2, pp. 33–38.
8. Drankov's'kyu V. E., Tyn'yanova I. I., Dyuzhev V. H., Ryezva K. S. Innovatsiynyy pidkhdid do rozrobky novykh skhem horyzontal'nykh pryamotochnykh hidroturbin [An innovative approach to the development of new schemes of horizontal direct-flow hydraulic turbines]. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2022, no. 2, pp. 66–70.
9. Cherkashenko M. V., Potetenko O. V., Krupa Ye. S., Hasyuk O. I. *Vysokonapirnyy horizontal'nyy pryamotochnyy hidroahrehat* [High-head horizontal direct-flow hydraulic unit]. Patent UA, no. 147849, 2021.
10. Cherkashenko M. V., Potetenko O. V., Krupa Ye. S., Hasyuk O. I., Yakovlyeva L. K. *Vysokonapirnyy horizontal'nyy pryamotochnyy hidroahrehat z diahonal'no-os'ovym robochym kolesom* [High-head horizontal direct-flow hydraulic unit with a diagonal-axial runner]. Patent UA, no. 147850, 2021.
11. Cherkashenko M. V., Potetenko O. V., Krupa Ye. S., Hasyuk O. I. *Vysokonapirnyy horizontal'nyy pryamotochnyy hidroahrehat z diahonal'no-os'ovym robochym kolesom* [High-head horizontal direct-flow hydraulic unit with a diagonal-axial runner]. Patent UA, no. 139840, 2020.
12. Pinto R., Afzal A., D'Souza L. Computational Fluid Dynamics in Turbomachinery: A Review of State of the Art. *Archives of Computational Methods in Engineering*. 2017, no. 24, pp. 467–479.
13. Keck H., Sick M. Thirty years of numerical flow simulation in hydraulic turbomachines. *Acta Mechanica*. 2008, no. 201, pp. 211–229.

References (transliterated)

1. Pandey B., Karki A. *Hydroelectric Energy: Renewable Energy and the Environment*. Wallingford, United Kingdom, CRC Press Publ., 2016. 419 p.
2. Spellman F. R. *Environmental Engineering*. Florida, CRC Press Publ., 2015. 750 p.
3. Caldwell J. *Hydropower: Renewable Energy Essentials*. United States, Larsen and Keller Education Publ., 2019. 257 p.
4. Sokol Ye., Cherkashenko M., Potetenko O., Drankov's'kyu V.,

Надійшла (received) 01.11.2023

Відомості про авторів / About the Authors

Крупа Євгеній Сергійович (Krupa Yevhenii) – 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

Демчук Роман Миколайович (Demchuk Roman) – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», аспірант кафедри «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0009-0008-3229-0395>; e-mail: roman.demchuk@mit.khpi.edu.ua

I. TYNIANOVA, K. REZVAYA, V. DRANKOVSKIY, D. SAVENKOV, O. TYNIANOV

DESIGN OF HIGHLY EFFICIENT WATER PASSAGE OF PUMP-TURBINE

The problem of the need to develop renewable energy sources as a way to save the energy supply and energy independence of Ukraine by changing the consumption of carbohydrates is considered. It is shown that the development of Ukrainian renewable energy must occur in parallel with the development of energy storage systems and balancing of the energy system. The most effective system for storing energy and balancing the energy system is pumped storage power stations (PSPS). The work shows that the design of a highly effective equipment of a hydroelectric power plant depends on the correct selection of the element geometry of the pump-turbine water passage. Therefore, it is possible to ensure the necessary level of energy characteristics of hydraulic equipment. A method of dimensionless average parameters was established, which allows even at the initial stages of designing new reversible hydraulic machines to determine the optimal geometry of the water passage elements. This method showed good results during the numerical research of Francis hydraulic turbines at a wide range of heads, as well as reversible hydromachines at heads of 300–500 m. Using expressions that establish the connection of hydrodynamic characteristics with dimensionless complexes, three variants of the flow part of the high-pressure pump-turbines (ORO500) were investigated. Based on the obtained results, a significant influence of the geometry on the hydraulic indicators of the machine was noted. The distribution of energy losses in the inlet, blade system and outlet was analyzed. The greatest energy losses occur in the inlet of the pump-turbines. To increase the energy and kinematic indicators of the ORO500 pump-turbines, the geometry of the feed elements, as well as the spiral casing and stator, was changed. Variants for improving the parameters in the elements of the supply of the water passage of the pump-turbine are proposed.

Keywords: reversible hydraulic machine, water passage, averaged parameters, energy parameters, mathematical model, energy losses, optimal mode.

I. I. ТИНЬЯНОВА, К. С. РЄЗВА, В. Е. ДРАНКОВСЬКИЙ, Д. А. САВЕНКОВ, О. Д. ТИНЬЯНОВ ПРОЄКТУВАННЯ ВИСОКОЕФЕКТИВНИХ ПРОТОЧНИХ ЧАСТИН ОБОРОТНОЇ ГІДРОМАШИНИ

Розглянуто проблему необхідності розвитку відновлюваних джерел енергії як засобу збереження довкілля та енергонезалежності України з метою зменшення використання органічного палива. Показано, що розвиток української відновлюваної енергетики повинен відбуватися паралельно з будівництвом систем накопичення енергії та балансування енергосистеми. Найефективніший у системі накопичення енергії та балансування енергосистеми є гідроакмулюючі електричні станції (ГАЕС). В роботі показано, що створення високоєфективного устаткування ГАЕС багато в чому залежить від правильного вибору геометрії елементів проточної частини оборотних гідромашин, завдяки чому виникає можливість забезпечити необхідний рівень енергетичних показників гідрообладнання. Застосування методу осереднених безрозмірних характеристик в характерних перерізах проточної частини дозволяє вже на початкових етапах проектування нових оборотних гідралічних машин обрати оптимальну геометрію елементів проточної частини. Даний метод позитивно зарекомендував себе при чисельному дослідженні радіально-осьових гідротурбін у широкому діапазоні напорів, а також оборотних машин на напори 300–500 м. Використовуючи вирази, які встановлюють зв'язок гідродинамічних характеристик з безрозмірними комплексами були досліджені три варіанти проточної частини високонапірної оборотної гідромашини ОРО500. На основі отриманих результатів відмічено значний вплив геометрії на показники гідромашини. Проаналізовано розподіл втрат енергії у підводі, лопатевій системі та відводі. Найбільші втрати енергії відбуваються у підводі оборотної гідромашини. Для підвищення енергетичних та кінематичних показників оборотної гідромашини ОРО500 було змінено геометрію елементів підводу, а саме спіральної камери і статору. Запропоновано варіанти покращення показників в елементах підводу проточної частини оборотної гідромашини.

Ключові слова: оборотна гідралічна машина, проточна частина, осереднені параметри, енергетичні параметри, математична модель, втрати енергії, оптимальний режим.

Introduction. Energy security is a priority for Ukraine during and after the end of the war unleashed by russia. One of the key ways to guarantee Ukraine's security is to develop renewable energy sources. Renewable energy is not just a means of preserving the environment. It is now a matter of survival, energy independence, and abandonment of hydrocarbons, which have become a blackmail tool for dictatorships in the modern world. The further development of Ukrainian renewable energy should become one of the priorities when the war is over. The development of renewable energy should go hand in hand with the construction of energy storage and power system balancing systems. Of the modern technologies for balancing electricity in the integrated power system, (pumped storage power plant) PSPPs are the most efficient. PSPPs account for almost 94 % of all regulating capacities. They have significant advantages over industrial batteries in terms of cost, capacity and lifetime. That is why pumped storage power plants are built wherever there are favourable natural

conditions. They can not only generate electricity like hydroelectric power plants, but also consume excess electricity (for example, generated by NPPs at night or by solar and wind power plants during the day) by pumping water from a lower reservoir to an upper reservoir, thus regulating the load schedule in a wide range [1–3].

Multivariate analysis is necessary for the modern approach to the design of water passages of PSPP. In this approach, not only the influence of regime parameters on energy performance is investigated, but also the geometrical parameters of individual elements of the water passage.

At present, there are various methods and approaches to study the working process in reversible hydraulic machines. At the same time, the selection of the most efficient of them depends on the stage of design and on the task facing the designers.

Interaction of different mathematical models for describing working process (i.e. application of block-hierarchical approach) is effective at different stages of

hydraulic machine design [1–7].

For a pumped storage power plant, the decisive factor in the selection of parameters is the pumping mode, since the reversible hydraulic machine must provide the necessary head and the necessary characteristics of cavitation in the pumping operation mode when the required power with the maximum efficiency is reached in the turbine mode at the calculated head. The difference between the optimal mode and the calculated one requires a thorough study of the water passage of the reversible hydraulic machine in turbine operation mode in order to reasonably determination of the design power, reserves for increasing the hydraulic efficiency and reducing the intensity of hydrodynamic unsteadiness [8–11]. The modern approach to the development of the water passage implies a large number of studies aimed at identifying the influence of geometric and operating parameters on energy parameters. Mathematical models of the working process are the basis for such a numerical analysis. Along with the development of methods for modeling the working process, using the results of solving the problem of 3D viscous fluid flow [12–17], methods for calculating energy characteristics based on simplified flow models are widely used.

One of the mathematical models used at the initial stages is a model based on dimensionless averaged parameters (the macro level) [18–20].

In this paper, the method of dimensionless averaged parameters was applied to the design study of the characteristics of a high-head reversible hydraulic machine at a head of 500 m [8].

Modeling method. The use of dimensionless averaging method to investigate flow in the water passage allows to determine the averaged kinematic and energy characteristics in the characteristic cross-sections. In general case the following cross-sections are selected for verification of flow parameters calculations (Fig. 1):

- 0-0 – at the outlet of the wicket gate (WG);
- 1-1 – at the inlet to the runner;
- 2-2 – at the outlet of the runner;
- 3-3 – at the suction inlet draft tube.

To perform calculations in determining the kinematic parameters of the flow in the spiral casing with the stator it is necessary to have data on the angle of twist of the flow, which depends on the geometric parameters of the flow part: the angle of spiral coverage in plan φ , radius of inlet section of the spiral ρ_1 , outer radius of the spiral R , height of the wicket gate b_{wg} . The kinematic and energy parameters in the characteristic sections can be determined at known regime parameters (ω, Q, a_0, n) ; kinematic characteristics of the wicket gate (average flow angle a_0 , distribution of flow angles over the height of the wicket gate vanes); geometrical parameters of a water passage $(b_{wg}/D_r, z_{wg}, D_{wg})$, outlines of inlet and outlet edges in meridional projection, geometrical angles of the blade at inlet and outlet edges; geometrical characteristics of meridional flow in the points of flow lines section with characteristic sections (angle between the meridian component of speed and normal to the section γ , angle between tangent to the flow line and turbine axis δ). Thus, at change of geometrical parameters at early stages it is

possible to calculate several variants of a water passage to select more optimal with the maximum power and optimal kinematic parameters.

For a computational study of the influence of geometric parameters on the characteristics of the pump-turbine water passage, it is necessary to select the appropriate mathematical model and accepted loss coefficients, which make it possible to describe the working process of the energy interaction of the flow with the water passage elements. The selected model has proven itself well in the calculations of reversible hydraulic machines for heads of 200 and 500 m [8].

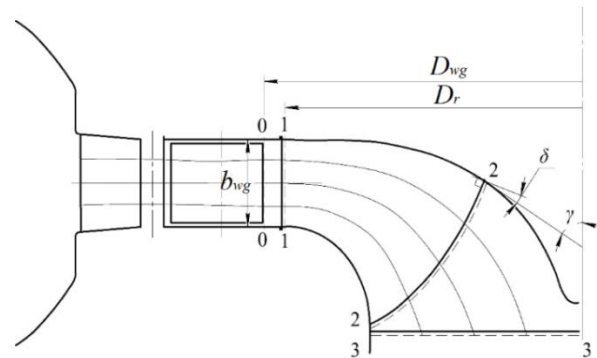


Fig. 1. The main cross-sections of the water passage of the reversible hydraulic machine in the turbine operation mode

The kinematic characteristic of the 3D lattice of the runner establishes the connection between dimensionless complexes $\frac{\Gamma_2 D}{Q}$ and $\frac{\Gamma_1 D}{Q}$ at the inlet and outlet from the

$$\text{runner lattice } \frac{\Gamma_2 D}{Q} = f\left(\frac{\omega D^3}{Q}, \frac{\Gamma_1 D}{Q}\right).$$

The kinematic characteristic can be written as:

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

Dimensionless complexes in absolute and relative motion are connected by the relation $\frac{\bar{\Gamma}_{1,2} D}{Q} = \frac{\pi}{2} K_{r,2}^2 k_Q - \frac{\bar{\Gamma}_{1,2w} D}{Q}$. Kinematic complexes $\frac{\bar{\Gamma}_{1,2} D}{Q}$ and $\frac{\bar{\Gamma}_{1,2w} D}{Q}$ are expressed in terms of the averaged angles

of the absolute $\tilde{\alpha}_{1,2}$ and relative $\tilde{\beta}_{1,2}$ flows in a given section [18–20] $\frac{\Gamma_{1,2} D}{Q} = \frac{\text{ctg } \alpha_{1,2}}{S_{1,2}}, \frac{\Gamma_{1,2w} D}{Q} = \frac{\text{ctg } \beta_{1,2}}{S_{1,2}}$.

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

In more detail, the meaning of the above designations concerning the kinematic description of the flow in the water passage is given in [18–20].

Depending on the kinematic complexes that characterize the flow in the characteristic sections of the water passage, the hydrodynamic characteristics of the blade systems are expressed.

The hydrodynamic characteristics of the wicket gate (WG) are the dependences of the loss coefficient on the dimensionless complex, which determines the direction of

the flow behind the WG: $k_{h\text{ inlet}} = f\left(\frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}\right)$ is loss

characteristic in the WG; $\frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q} = f(a_0)$ is kinematic

characteristic of WG (calibration of WG).

The hydrodynamic characteristics of the 3D lattice of the runner include kinematic, theoretical characteristics (characteristics of the force interaction of the flow with the runner), characteristics of losses, presented in dimensionless form.

The given kinematic description is a basis of the functional model of the working process, which establishes the relationship between the energy and operating parameters with the hydrodynamic characteristics of the water passage:

$$Q = \sqrt{\frac{g}{K_{HT}\left(k_Q, \frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}, L\right) + k_h\left(k_Q, \frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}, L\right)}};$$

$$N_H = \gamma \frac{K_{HT}\left(k_Q, \frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}, L\right)}{K_{HT}\left(k_Q, \frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}, L\right) + k_h\left(k_Q, \frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}, L\right)} \times$$

$$\times \sqrt{\frac{g}{K_{HT}\left(k_Q, \frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}, L\right) + k_h\left(k_Q, \frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}, L\right)}};$$

$$\eta_H = \frac{K_{HT}\left(k_Q, \frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}, L\right)}{K_{HT}\left(k_Q, \frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}, L\right) + k_h\left(k_Q, \frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}, L\right)},$$

where $k_h = \frac{(1-\eta_H)g}{Q_I^2}$ is the coefficient of hydraulic

losses. In the functional model of the working process presented by:

theoretical pressure characteristic $K_{HT}\left(k_Q, \frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}, L\right)$, water passage loss characteristic

$k_h\left(k_Q, \frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}, L\right)$.

The theoretical characteristic establishes the dependence of the theoretical coefficient K_{HT} on the generalized kinematic parameters $k_Q, \bar{\Gamma}_0 D/Q$ and

geometric parameters of the runner – L . The characteristic of losses k_h reflects the relationship of the coefficient of the lost head with the parameters $k_Q, \frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}$

and geometry of the runner – L .

Initial data. *Parameters' calculation of the of the first variant of the water passage.* Spiral casing with circular meridional cross-sections, which is calculated according to the law $V_u r = \text{const}$ with the angle of coverage $\varphi_{\text{cn}} = 360^\circ$. The calculated angle of the spiral $\alpha_{\text{cn}} = 27^\circ$. The velocity in the inlet section was determined from the flow rate in the design turbine mode of operation. Diameter of the inlet section of the spiral casing $D_{\text{sc}} = 0.484D_r$, stator lattice densification $l/t = 1.48$. The number of stator columns is 20. Diameter of the stator at the inlet $D_{\text{in.st}} = 1.56D_r$, at the outlet – $D_{\text{out.st}} = 1.31D_r$. Height of the stator – $b_{\text{st}} = 0.943D_r$. Geometrical parameters of the wicket gate: number of vanes $z_{\text{wg}} = 20$, lattice densification $l/t = 1.07$, diameter $D_{\text{wg}} = 1.198D_r$, height – $b_{\text{wg}} = 0.674D_r$. Parameters of the runner: diameter $D_r = 1$ m, the ratio of diameter at the inlet of the runner and its outlet is 0.5, the number of blades $z_r = 6$. The draft tube consists of a conical part, a bend and a cylindrical part. Parameters of the draft tube: diameter at the inlet $D_{\text{dt.in}} = 0.5D_r$, diameter at the outlet $D_{\text{dt.out}} = D_r$, length $l_{\text{dt}} = 5D_r$.

Parameters' calculation of the of the second variant of the water passage. Spiral casing was replaced by the second variant with the following parameters: the design angle of the spiral is increased to 370° . The diameter of the inlet section of the spiral casing $D_{\text{sc}} = 0.59D_r$, stator lattice densification is reduced – $l/t = 0.897$. The number of stator columns is reduced to 16. The diameter of the stator at the inlet is increased up to $1.6D_r$, at the outlet without changes. The stator height is unchanged. All other elements (wicket gate, runner and draft tube) remained with the same geometrical parameters as in the first version of the water passage.

Parameters' calculation of the of the third variant of the water passage. The modified second variant was taken as a basis and the following changes were made to the geometry of the wicket gate only. The number of vanes – 16, the diameter was increased $D_{\text{wg}} = 1.25D_r$, $l/t = 0.897$.

Calculation results. As a result of calculations of three variants of the water passage, the following results were obtained: parameters of the optimal operating mode of the hydraulic machine, energy losses in the water passage elements, hydraulic efficiency, flow angles at the inlet and at the outlet of the runner.

These parameters are necessary to determine the most suitable geometrical parameters of water passage elements. Table 1 summarizes the parameters of the optimal mode.

Table 1 – The parameters of the optimal mode

Variant	n'_r , rpm	Q'_r , m ³ /sec	η_r , %
1 st	80	0.147	84.3
2 nd	77	0.156	84.6
3 rd	79	0.150	86.5

One of the main parameters that characterise the operation of a reversible hydraulic machine is the hydraulic efficiency. The efficiency surfaces are presented in Fig. 2–4. This makes it possible to visualise more clearly the nature of loss changes in the water passage.

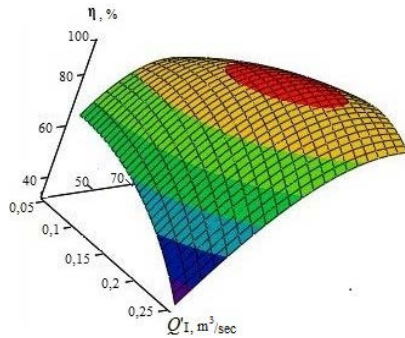


Fig. 2. The efficiency surface of the ORO500-B-100 (1 version)

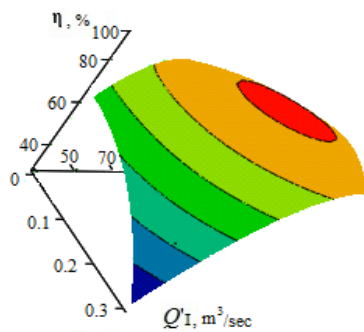


Fig. 3. The efficiency surface of the ORO500-B-100 (2 version)

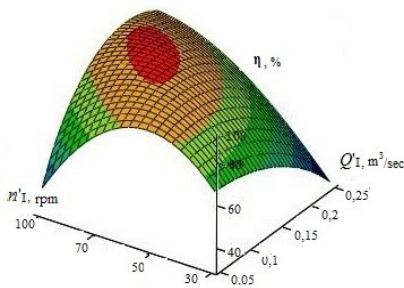


Fig. 4. The efficiency surface of the ORO500-B-100 (3 version)

Graph of energy losses in water passage elements gives an opportunity to analyse element by element where losses have larger value. This helps to understand where it is necessary to reduce losses for improvement of parameters of the reversible hydraulic machine. For this purpose the graph at optimal values n_1 and Q_1 of three variants of the pump-turbine water passage was drawn, the data for which were obtained by calculation with the use of the method of averaged dimensionless parameters (Fig. 5).

The graph shows that the inlet elements have the highest losses. Due to changes in the geometry of these elements, the losses are significantly reduced relative to the first variant.

To verify the correctness of the obtained results on the basis of the selected method, we also conducted experimental studies of three variants of flow parts of reversible hydraulic machine at the department "Hydraulic Machines" NTU "KhPI" on the hydraulic set.

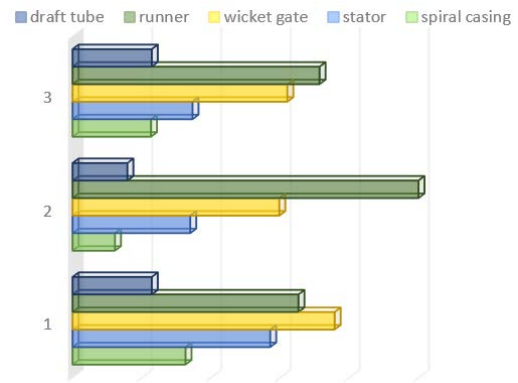


Fig. 5. Losses in the elements of the flow part of three variants of the flow part

The universal characteristic of three variants of the flowing part, which is presented in Fig. 6, shows the character of parameters change and optimum on it.

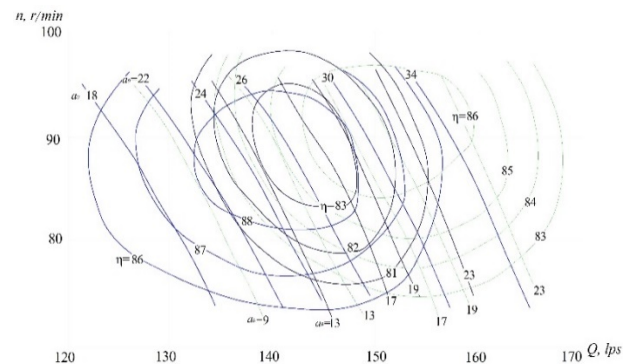


Fig. 6. Comparison of universal characteristics

After investigation of the first variant of the water passage of the reversible hydraulic machine, a universal characteristic was obtained (Fig. 6, black lines).

Further modifications of the first variant were carried out.

The results of experimental studies showed that the universal characteristic was shifted and the mode parameters of the hydraulic machine operation were changed in comparison with the first variant. The optimum of the characteristic was formed at slightly higher reduced flow rates and rotations (Fig. 6, lines of green colour). The mode of the reversible hydraulic machine have changed for the better: the number of rotations decreased and the reduced flow rate also decreased by 3.4 % (from 147 to 142 l/s), which is better for the hydrounit with the given head (Fig. 6, blue lines).

Parameters of optimal operating modes of the hydrounit are summarised in Table 2.

Table 2 – Optimal mode parameters

Variant	n_1 , rpm	Q_1 , m ³ /sec	η , %
1 st	89	0,145	83.6
2 nd	92	0,147	86.7
3 rd	88	0,142	88.8

During calculation, it was determined that in the water passage of a slow-speed reversible hydraulic machine the largest energy losses are observed in the inlet

(60–65 %) [8]. Therefore, after the calculation of the first variant, the geometry of the spiral casing with stator was changed. This resulted in 1.16 % reduction of losses in the spiral casing (1.02 %), stator (1.16 %) and wicket gate. But due to incomplete coordination of inlet and blade system, losses in the runner reduced by 2.17 %. As a consequence, the hydraulic efficiency and consequently the total efficiency increased by 1.16 %.

Further, the geometry of the wicket gate was also changed. This resulted in the following: losses in the inlet elements increased slightly (total increase – 0.67 %), but at the same time losses in the runner decreased by 2.17 %. As a result of matching the inlet and blade system, the efficiency was increased by 0.84 %.

If we compare the last variant of the flow part with the original (first variant), the efficiency was increased by 2 %.

Conclusions. 1. Application of the dimensionless averaged parameter method to the study of water passages of reversible hydraulic machines in turbine operation mode shows that geometrical parameters influence hydrodynamic, energy and kinematic parameters.

2. Using the method of averaged dimensionless parameters the flow angles β_1 and α_2 are determined, which give information about the flow of the runner blade system and about the coordination of the elements of the water passage of the reversible hydraulic machine.

3. In a slow-speed reversible hydraulic machine, the greatest losses are in the inlet (60–62 %). Thus, to increase the energy and kinematic parameters it is necessary to modify (change the geometry) exactly the elements of the inlet (spiral casing, stator and wicket gate).

4. As a result of calculations it was determined that the change of geometrical parameters of the spiral chamber, stator led to a decrease in losses by 1.16 %, and when changing the geometry of the wicket gate – 0.84 %.

Список літератури

1. Чи зможе «зелена» енергетика стимулювати відновлення бізнесу під час та після війни. URL: <https://mind.ua/publications/20254393-chi-zmozhe-zelena-energetika-stimulyuvati-vidnovlennya-biznesu-pid-chas-ta-pislya-vijni> (дата звернення: 22.10.2023).
2. Відновлення та розвиток відновлюваної енергетики після війни. Дискусія. URL: <https://lcf.ua/news/1196> (дата звернення: 22.10.2023).
3. Енергетична стратегія України на період до 2035 року. URL: http://mpe.kmu.gov.ua/minugol/control/uk/publish/article?art_id=245239564&cat_id=245239555 (дата звернення: 05.11.2023).
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. Рябенко О. А., Клюха О. О., Тимошук В. С. Роль ГАЕС в роботі енергосистем. *Вимірювальна та обчислювальна техніка в технологічних процесах.* Київ. 2014. № 2. С. 167–170.
6. Ландау Ю. А. Основные тенденции развития гидроэнергетики Украины. *Научные работы.* Харьков. 2014. Т. 53, вып. 40. С. 82–86.
7. Sun H., Xiao R. F., Yang W., Liu W. C. The optimal model of misaligned guide vanes for a particular pump-turbine. *26th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems.* Vol. 15 (19–23 August 2012, Beijing, China). doi: 10.1088/1755-1315/15/3/032037
8. 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

9. Тиньянова І. І., Резва К. С., Дранковський В. Е. Визначення гідродинамічних характеристик оборотних гідромашин на основі методів математичного моделювання. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units.* Kharkiv: NTU "KhPI". 2021. No. 1. P. 58–66. doi: 10.20998/2411-3441.2021.1.07
10. Дедков В. Н. Определение расчетных параметров обратимых гидромашин для диапазона напоров $H = 70\text{--}700\text{ м}$. *Проблемы машиностроения.* 2008. Т. 11, № 1. С. 7–11.
11. Hasmatuchi V. *Hydrodynamics of a pump-turbine operating at off-design conditions in generating mode.* Lausanne: École polytechnique fédérale de Lausanne, 2012. 168 p.
12. 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.
13. 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.
14. 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.
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. 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.
17. Cavazzini G., Houdeline J., Pavesi G., Teller O., Ardizzone G. Unstable behaviour of pump-turbines and its effects on power regulation capacity of pumped-hydro energy storage plants. *Renewable and Sustainable Energy Reviews.* 2018. Vol. 94. P. 399–409.
18. 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.
19. Кольчев 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.
20. Кольчев 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.
21. 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

References (transliterated)

1. *Chi zmozhe «zelena» enerhetyka stymulyuvaty vidnovlennya biznesu pid chas ta pislya viyny* [Can "green" energy stimulate business recovery during and after the war]. Available at: <https://mind.ua/publications/20254393-chi-zmozhe-zelena-energetika-stimulyuvaty-vidnovlennya-biznesu-pid-chas-ta-pislya-vijni> (accessed 22.10.2023).
2. *Vidnovlennya ta rozvytok vidnovlyuvanoyi enerhetyky pislya viyny. Dyskusiya* [Restoration and development of renewable energy after the war. Discussion]. Available at: <https://lcf.ua/news/1196> (accessed 22.10.2023).
3. *Enerhetychna stratehiya Ukrainy na period do 2035 roku* [Energy strategy of Ukraine for the period up to 2035]. Available at: http://mpe.kmu.gov.ua/minugol/control/uk/publish/article?art_id=245239564&cat_id=245239555 (accessed 05.11.2023).
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. Ryabenko O. A., Klyukha O. O., Tymoshchuk V. S. Rol' HAES v roboti enerhosystem [The role of PSP in the operation of power systems]. *Vymiryuval'na ta obchyslyval'na tekhnika v tekhnolohichnykh protsesakh*. Kyiv. 2014, no. 2, pp. 167–170.
 6. 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.
 7. Sun H., Xiao R. F., Yang W., Liu W. C. The optimal model of misaligned guide vanes for a particular pump-turbine. *26th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems. Vol. 15 (19–23 August 2012, Beijing, China)*. doi: 10.1088/1755-1315/15/3/032037
 8. 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
 9. Tyn'yanova I. I., Ryezva K. S., Drankovskyy V. E. Vyznachennya hidrodinamichnykh kharakterystyk oborotnykh hidromashyn na osnovi metodiv matematychnoho modelyuvannya [Determination of hydrodynamic characteristics of reversible hydraulic machines based on mathematical modeling methods]. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2021, no. 1, pp. 58–66. doi: 10.20998/2411-3441.2021.1.07
 10. Dedkov V. N. Opredelenie raschetnykh parametrov obratimyykh gidromashin dlya diapazona naporov $N = 70\text{--}700$ m [Determination of the design parameters of reversible hydraulic machines for the range of head $H = 70\text{--}700$ m]. *Problemy mashinostroeniya*. 2008, vol. 11, no. 1, pp. 7–11.
 11. Hasmatuchi V. *Hydrodynamics of a pump-turbine operating at off-design conditions in generating mode*. Lausanne, École polytechnique fédérale de Lausanne Publ., 2012. 168 p.
 12. 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.
 13. 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.
 14. 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.
 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. 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.
 17. Cavazzini G., Houdeline J., Pavesi G., Teller O., Ardizzon G. Unstable behaviour of pump-turbines and its effects on power regulation capacity of pumped-hydro energy storage plants. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2018, vol. 94, pp. 399–409.
 18. 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.
 19. 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.
 20. Kolychev V. A., Mironov K. A., Tyn'yanova I. I. Obschchie 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.
 21. 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

Received 30.10.2023

Відомості про авторів / About the Authors

Тиньянова Ірина Іванівна (Tynyanova Irina) – 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/0000-0003-1185-3458>; e-mail: t.irinai@ukr.net

Резва Ксенія Сергіївна (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 (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

Савенков Дмитро Анатолійович (Savenkov Dmytro) – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», аспірант кафедри «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0009-0008-8654-627X>; e-mail: dmytro.savenkov@gmail.com

Тиньянов Олександр Дмитрович (Tynianov Oleksandr) – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», аспірант кафедри «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0009-0002-7224-7152>; e-mail: oleksandr.tynianov@mit.khpi.edu.ua

A. H. МАМЕДОВ, С. В. СТАСЬ, Є. В. ЛАВРУХІН

ОСОБЛИВОСТІ ПЛІВКОВОЇ ТЕЧІЇ РІДИНИ ПО ВЕРТИКАЛЬНІЙ ПОВЕРХНІ У ПОПЕРЕЧНОМУ МАГНІТНОМУ ПОЛІ

Однією з актуальних проблем магнітної гідродинаміки є проблема течії електропровідних рідин у тонких шарах рідин за наявності поперечного магнітного поля. На жаль, й досі дослідження даних проблем магнітної гідродинаміки слід вважати суттєво недостатніми. Вплив поперечного магнітного поля може позначатися на низку чинників: зміна в'язкості потоку з допомогою впливу магнітного поля на фізико-хімічні властивості середовища; прояв ефекту гальмування потоку, який може суттєво позначатися в гідродинамічних рідинних плівках у процесах тепломасообміну. У роботі зроблено спробу розглянути вплив постійного магнітного поля на формування тонкого шару рідини на вертикальній поверхні під дією пондеромоторних сил. Як відомо, пондеромоторні сили в даному випадку можуть призвести до цілого ряду ефектів, пов'язаних зі зміною в'язкості та гальмуванням потоку. Більшою мірою це може виявлятися в тонких рідинних шарах залежно від співвідношення гравітаційних сил, сил інерції та сил, що мають магнітну природу. Аналіз впливу даного явища у випадку тонких рідинних шарів, як показано в роботі, істотно впливає на довжину гідродинамічної початкової ділянки, товщину рідинного шару і гасіння хвильового руху в зоні стабілізованої течії. Рекомендації щодо розрахунку даних характеристик представлені в цій статті, в якій велика увага приділяється визначенню рідинного шару залежно від співвідношення між силами інерції та силами, що мають магнітну природу. Також було отримано вираз визначення розподілу швидкостей рідинного шару у зоні стабілізованої плівкової течії в поперечному магнітному полі. Таким чином, зіставляючи вираз визначення розподілу швидкостей рідинного шару в плівці без впливу магнітного поля з виразом за наявності магнітного поля, можна оцінити вплив пондеромоторних сил протягом рідинної плівки.

Ключові слова: електропровідна рідина, плівкова течія, гідродинамічна початкова ділянка, пондеромоторні сили, магнітне поле, гальмування потоку, сили інерції, товщина шару рідини.

A. MAMEDOV, S. STAS, E. LAVRUKHIN

FEATURES OF THE FILM FLOW OF A LIQUID OVER A VERTICAL SURFACE IN A TRANSVERSE MAGNETIC FIELD

One of the actual problems of magnetohydrodynamics is the problem of the flow of electrically conductive liquids in thin liquid layers in the presence of a transverse magnetic field. Unfortunately, studies of these problems have not been sufficient so far. The influence of a transverse magnetic field can affect a number of factors: the change in the viscosity of the flow due to the magnetic field on the physico-chemical characteristics of the medium; manifestation of the effect of flow deceleration, which can have a significant effect on the hydrodynamic characteristics of the film flow in the processes of heat and mass transfer. In this regard, in this work was made an attempt to consider the influence of a constant magnetic field on the formation of a thin liquid layer on a vertical surface under the action of ponderomotive forces. As known, ponderomotive forces in the case under consideration can lead to a number of effects associated with a change in viscosity and flow deceleration. To a greater extent, this can manifest itself in thin liquid layers, depending on the ratio of gravitational forces, inertia forces and forces of a magnetic nature. An analysis of the influence of this phenomenon in the considered case of thin liquid layers, as shown in the work, significantly affects the length of the hydrodynamic initial section, the thickness of the liquid layer, and the damping of wave motion in the zone of stabilized flow. Recommendations for calculating these characteristics are presented in this article, in which much attention is paid to the definition of the liquid layer, depending on the ratio between the forces of inertia and the forces of a magnetic nature. An expression was also obtained for determining the distribution of velocities in the zone of a stabilized film flow in a transverse magnetic field. Thus, by comparing the expression for determining the distribution of velocities in a film without the influence of a magnetic field with the expression in the presence of a magnetic field, one can estimate the effect of ponderomotive forces on the flow of a liquid film.

Keywords: electrically conductive liquid, film flow, hydrodynamic initial section, ponderomotive forces, magnetic field, flow deceleration, inertia forces, liquid layer thickness.

Вступ та аналіз основних досліджень. Дослідження течії в'язких та аномально-в'язких рідин у магнітному полі є однією з актуальних проблем магнітної гідромеханіки. Розв'язанню завдань, пов'язаних із подібним видом течій у різних каналах, присвячені роботи «класиків» Гартмана й Шеркліфа [1–6]. Дещо пізніше отримано розв'язок задачі про стаціонарну одновимірну течію нестисливої в'язкої електропровідної рідини через круглу трубу за наявності поперечного однорідного магнітного поля [7]. При цьому вважалось, що на непровідній стінці швидкість не ковзає. Розв'язок можна вважати досить точним і справедливим для усіх значень числа Гартмана. Була досягнута відповідність поточних теоретичних результатів відповідно до експериментальних значень, отриманих Гартманом і Лазарусом [1] у діапазоні низьких і середніх чисел Гартмана. Нині суттєва увага приділяється найрізноманітнішим питанням течій у гідродинаміці. Наприклад, при посиленні магнітовихревих хвиль у

плоских магнітно-гідродинамічних потоках у поперечному магнітному полі лінеаризовані рівняння магнітно-гідродинаміки досліджуються за допомогою методів наближення, коли виводиться система звичайних диференціальних рівнянь вздовж ліній плину основної течії [8]. Ці рівняння керують варіаціями як поперечних, так і паралельних магнітовихревих хвиль. Амплітудні рівняння розв'язуються явно для конкретної геометрії основного течії.

Плоска течія в магнітогідродинаміці Брагінського, може бути представлена аналітичним дослідженням стаціонарної плоскої течії поперек накладеного однорідного магнітного поля, що рухається однорідним градієнтом тиску вздовж прямого каналу [9]. Загальний баланс кількості руху не може бути забезпечений лише паралельним в'язким напруженням, тому враховувалося в'язке напруження, перпендикулярне силовим лініям магнітного поля [9].

Важливим є аналіз впливу пондеромоторних сил

© А. Н. Мамедов, С. В. Стась, Є. В. Лаврухін, 2023

на кінематичні та динамічні характеристики потоку електропровідної рідини як за наявності сил інерції від конвективного прискорення [10–12], так і стабілізованої течії, відомої як течія Гартмана. Разом із тим, окрім класичних завдань руху у трубах і каналах, промисловість потребує розв'язання специфічних завдань, пов'язаних із визначенням величини впливу магнітного поля при управлінні струминними потоками за допомогою електромагнітних сил. Розв'язання подібних завдань потребує встановлення ефекту взаємодії магнітного поля на потік електропровідної рідини. До таких ефектів слід відносити ефекти, пов'язані з гальмуванням електропровідної рідини під дією магнітного поля [13], пристінні ефекти та ті, що пов'язані з впливом магнітного поля на зміну реологічних особливостей електропровідної рідини (поява в'язко-пластичності) [14].

Для електропровідних рідинних середовищ Нікулін І. Н. зі співавторами [15–16] зазначає, що магніто-гідродинамічна взаємодія може породжувати конвективний рух у рідині, впливати на структуру та стійкість такого руху. Для випадків, коли число Прандтля майже нульове $Pr \rightarrow 0$, поперечне магнітне поле (складова) на відміну від горизонтального суттєво впливає на стабілізацію потоку.

Основна частина. Плин в'язкої електромагнітної рідини вздовж вертикальної поверхні у магнітному полі. У цій роботі розглянуто гравітаційний плин в'язкої рідини вздовж вертикальних гладких поверхонь (рис. 1). Терміни, плин, течія і потік рівнозначні.

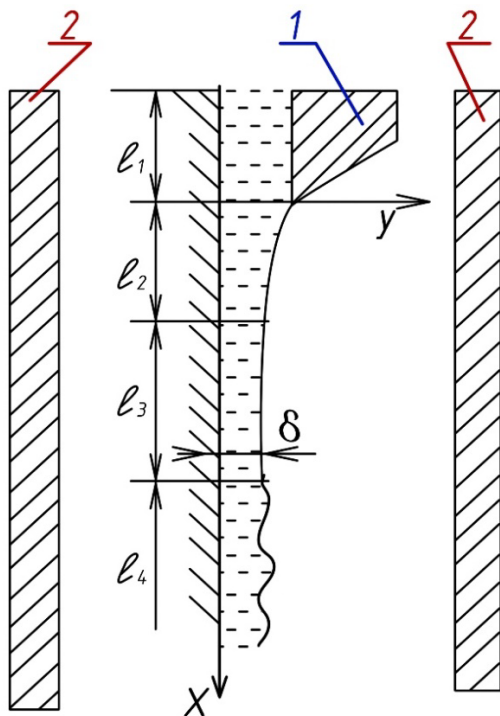


Рис. 1. Течія в'язкої електромагнітної рідини вздовж вертикальної поверхні у магнітному полі:

1 – насадка; 2 – постійні магніти; l_1 – зона розподільчого пристрою; l_2 – зона гідродинамічної початкової ділянки; l_3 – зона стабілізованої течії; l_4 – зона хвильової течії

Особливістю такого плину є те, що рідина, яка витікає з насадки 1, потрапляє на вертикальну поверхню і під дією сили тяжіння рухається вздовж цієї поверхні. Такий рух можна подати у вигляді трьох зон – зони гідродинамічної початкової ділянки l_2 , де спостерігається деформація епюри швидкостей по товщині плівки та зміна товщини δ ; зони стабілізованої течії l_3 де передбачається, що товщина плівки не змінюється по довжині l_3 ; зони l_4 , де завдяки пришвидшеному плину спостерігається хвильовий рух. Приклад детального опису такого явища наводиться у роботі Левіча [17].

Слід вказати, що стабілізований плин плівки спостерігається при числах $Re = 20-30$, а хвильовий – при $Re > 30-50$. У загальному вигляді рівняння руху має вигляд [17]:

$$\frac{\partial u_x}{\partial t} + u_x \frac{\partial u_x}{\partial x} + u_y \frac{\partial u_x}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \left(\frac{\partial^2 u_x}{\partial y^2} \right) + f, \quad (1)$$

де f – об'ємна сила, віднесена до одиниці густини і спрямована вздовж осі X .

Для випадку одновимірної стабілізованої течії рівняння (1) суттєво спрощується, і для випадку плівкової стабілізованої течії по циліндричній трубці епюра швидкостей товщини рідинного шару може бути описана рівнянням (2) [18].

$$u_x = \frac{g}{4\nu} (R^2 - r^2) + \frac{g}{2\nu} (R + \delta)^2 \cdot \ln \frac{r}{R}, \quad (2)$$

де r – радіальна координата; R – кривизна поверхні.

Для плоскої задачі, коли рух плівки обумовлено дією сили тяжіння, рівняння руху має вигляд

$$\nu \left(\frac{\partial^2 u_x}{\partial y^2} \right) + g = 0. \quad (3)$$

На підставі цих даних деякі автори запропонували залежність визначення товщини плівки. В основному такі залежності характеризують товщину плівки, як функцію числа Рейнольдса. Так, наприклад, за даними Капиці, Нуссельта, Воронцова, товщину плівки пропонується розраховувати наступними формулами відповідно:

$$\delta = 0,93 \left(\frac{3\nu^2}{4g} \right)^{1/3} \cdot Re^{1/3}, \quad (4)$$

$$\delta = \left(\frac{3\nu^2}{4g} \right)^{1/3} \cdot Re^{1/3}, \quad (5)$$

$$\delta = 0,145 \left(\frac{3\nu^2}{4g} \right)^{1/3} \cdot Re^{0,6}. \quad (6)$$

На підставі наведених даних про особливості плівкової течії при наявності поперечного магнітного поля розглянемо вплив пондеромоторних сил на досліджуваний плівковий потік, як показано на рис. 1. Як відомо, для одновимірної стабілізованої течії пондеромоторні сили можуть бути визначені залежністю:

$$\vec{F}_m = [\vec{j} \times \vec{B}] + \frac{\mu^* - \mu_0^*}{2\mu^*} \nabla B^2, \quad (7)$$

де \vec{j} – густина струму; \vec{B} – індукція магнітного поля; μ^* – магнітна проникність, $\mu^* = 1,25 \cdot 10^{-6}$ Гс/м.

Величина, що характеризує поперечне магнітне поле, може бути визначена:

$$\frac{\sigma \vec{E} \vec{B}}{\mu^*}, \quad (8)$$

де \vec{E} – напруженість електромагнітного поля.

Для одномірної плівкової течії рівняння руху набуває такого вигляду:

$$v \left(\frac{\partial^2 u_x}{\partial y^2} \right) + g - \frac{\sigma EB}{\mu^*} = 0. \quad (9)$$

Таким чином, використовуючи рівняння (9) при відповідних граничних умовах, можна отримати уявлення про вплив поперечного магнітного поля на потік рідини, що гравітаційно стікає по вертикальній поверхні. Так, наприклад, припускаючи, що при досить великій довжині насадки, на його виході течія є стабілізованою і може бути описана рівнянням (10):

$$\frac{d^2 u_x}{dy^2} - \frac{\sigma B^2}{\mu^*} u_x = \frac{\sigma EB}{\mu^*} + \frac{1}{\mu} \cdot \frac{dp}{dx}. \quad (10)$$

Можна одержати закон розподілу швидкостей на виході з насадки. Рішення даного рівняння може бути представлено наступним чином: дане рівняння записано у припущенні, що сили інерції від конвективного прискорення порівняно з поверхневими силами, що виникають у полі магнітного поля, невеликі. Передбачається, що локальна швидкість є координатою тільки поперечної координати Y . Це рівняння є диференціальним рівнянням другого роду. Його рішення слід шукати у вигляді суми двох функцій $u(y) = u_0(y) + u_1(y)$, де $u_0(y), u_1(y)$ – частинні розв'язки неоднорідного диференціального рівняння. З метою визначення функції $u_0(y)$ запишемо характеристичне рівняння:

$$\frac{d^2 u_x}{dy^2} + 0 \cdot \frac{du_x}{dy} - \frac{\sigma B^2}{\mu^*} u_x = 0. \quad (11)$$

У цьому випадку виконується умова:

$$\lambda^2 + 0 \cdot \lambda - \frac{\sigma B^2}{\mu^*} = 0, \begin{cases} \lambda = -B \sqrt{\frac{\sigma}{\mu^*}} \\ \lambda = B \sqrt{\frac{\sigma}{\mu^*}} \end{cases}. \quad (12)$$

Як відомо [19], рішенням цього рівняння може бути залежність:

$$u_0(y) = c_1 \cdot e^{-\lambda y} + c_2 \cdot e^{\lambda y} = c_1 \cdot \exp \left\{ -B \sqrt{\frac{\sigma}{\mu^*}} y \right\} + c_2 \cdot \exp \left\{ B \sqrt{\frac{\sigma}{\mu^*}} y \right\}. \quad (13)$$

Частинний розв'язок рівняння (10), тобто визначення функції $u_1(y)$ можна отримати із залежності:

$$0 \cdot y + \frac{\sigma EB}{\mu^*} + \frac{1}{\mu} \cdot \frac{dp}{dx} = \frac{d^2 u_x}{dy^2} - \frac{\sigma B^2}{\mu^*} u_x. \quad (14)$$

Рішення в даному випадку можна шукати у вигляді функції

$$u_1(y) = 0 \cdot y + A, u_1' = 0, u_1'' = 0. \quad (15)$$

Після підстановки (15) у (14) отримаємо вираз відносно A :

$$0 - \frac{\sigma B^2}{\mu^*} A = \frac{\sigma EB}{\mu^*} + \frac{1}{\mu} \cdot \frac{dp}{dx}, \quad (16)$$

яке набуває такого вигляду

$$A = -\frac{E}{B} - \frac{1}{\sigma B^2} \cdot \frac{dp}{dx} \quad (17)$$

і, по суті, враховує вплив поперечного магнітного поля на потік. Таким чином, на підставі наведених співвідношень складова швидкості $u_1(y)$ може бути представлена у вигляді функції електромагнітних параметрів та перепаду тиску:

$$u_1(y) = -\frac{E}{B} - \frac{1}{\sigma B^2} \cdot \frac{dp}{dx}. \quad (18)$$

Використовуючи вирази $u_0(y)$ та $u_1(y)$ можна отримати загальну залежність для швидкості u , яка набуває вигляду:

$$u(y) = c_1 \cdot \exp \left\{ -B \sqrt{\frac{\sigma}{\mu^*}} y \right\} + c_2 \cdot \exp \left\{ B \sqrt{\frac{\sigma}{\mu^*}} y \right\} - \frac{E}{B} - \frac{1}{\sigma B^2} \cdot \frac{dp}{dx} \quad (19)$$

або

$$u(y) = c_1 \cdot \exp \left\{ -Ha \frac{y}{L} \right\} + c_2 \cdot \exp \left\{ Ha \frac{y}{L} \right\} - \frac{\sigma EB + \frac{dp}{dx}}{\sigma B^2}, \quad (20)$$

де c_1 та c_2 – постійні інтегрування, що визначаються з граничних умов.

В якості граничних умов приймаються умови прилипання рідини на стінках каналу та умови значення максимальної швидкості на осі, тобто ці умови можна записати:

$$- \text{умови на стінці: } y = \frac{H}{2}, u(y) = 0; \quad (21)$$

$$- \text{умови на осі: } y = 0, u(y) = u_{max}. \quad (22)$$

Підстановка умов (21) та (22) у рівняння (20) дозволяють одержати два алгебраїчних вирази щодо величин c_1 та c_2 , а саме:

$$0 = c_1 \cdot \exp \left\{ -Ha \frac{H}{2L} \right\} + c_2 \cdot \exp \left\{ Ha \frac{H}{2L} \right\} - \frac{\sigma EB + \frac{dp}{dx}}{\sigma B^2}, \quad (23)$$

$$u_{max} = c_1 + c_2 - \frac{\sigma EB + \frac{dp}{dx}}{\sigma B^2}. \quad (24)$$

Константи обчислюються:

$$c_1 = -c_2 + u_{max} + \frac{\sigma EB + \frac{dp}{dx}}{\sigma B^2} = -c_2 + u_{max} + \Phi, \quad (25)$$

де

$$\Phi = \frac{\sigma EB + \frac{dp}{dx}}{\sigma B^2}. \quad (26)$$

Підставимо (25) у (23):

$$\begin{aligned} 0 &= \exp\left\{-Ha \frac{H}{2L}\right\} (-c_2 + u_{max} + \Phi)c_2 \times \\ &\quad \times \exp\left\{Ha \frac{H}{2L}\right\} - \Phi; \\ 0 &= c_2 \left(\exp\left\{Ha \frac{H}{2L}\right\} - \exp\left\{-Ha \frac{H}{2L}\right\} \right) + \\ &+ u_{max} \cdot \exp\left\{-Ha \frac{H}{2L}\right\} + \Phi \left(\exp\left\{-Ha \frac{H}{2L}\right\} - 1 \right); \\ c_2 &= \\ &= -\frac{u_{max} \cdot \exp\left\{-Ha \frac{H}{2L}\right\} + \Phi \left(\exp\left\{-Ha \frac{H}{2L}\right\} - 1 \right)}{2sh\left\{Ha \frac{H}{2L}\right\}}. \quad (27) \end{aligned}$$

Для знаходження c_1 підставимо (27) у (25):

$$c_1 = \frac{u_{max} \cdot \exp\left\{Ha \frac{H}{2L}\right\} + \Phi \left(\exp\left\{Ha \frac{H}{2L}\right\} - 1 \right)}{2sh\left\{Ha \frac{H}{2L}\right\}}. \quad (28)$$

Таким чином, використовуючи вирази (27) та (29), що визначають c_1 й c_2 після їх підстановки в (20), отримаємо остаточний вираз для розподілу швидкостей у кінці гідродинамічної початкової ділянки у потоці під дією поперечного магнітного поля:

$$\begin{aligned} u(y) &= \frac{u_{max} \cdot \exp\left\{Ha \frac{H}{2L}\right\} + \Phi \left(\exp\left\{Ha \frac{H}{2L}\right\} - 1 \right)}{2sh\left\{Ha \frac{H}{2L}\right\}} \times \\ &\quad \times \exp\left\{-Ha \frac{y}{L}\right\} - \\ &= \frac{u_{max} \cdot \exp\left\{-Ha \frac{H}{2L}\right\} + \Phi \left(\exp\left\{-Ha \frac{H}{2L}\right\} - 1 \right)}{2sh\left\{Ha \frac{H}{2L}\right\}} \times \\ &\quad \times \exp\left\{Ha \frac{y}{L}\right\} - \Phi. \quad (29) \end{aligned}$$

Перевагою даного виразу є те, що локальна швидкість потоку в кінці початкової ділянки визначається як функція максимальної швидкості на осі каналу.

Таким чином, на вході в зону гравітаційно стікаючої рідини маємо відповідну епюру швидкостей як функцію характеристик магнітного поля, що впливають на формування рідинної плівки. Припускаючи, що гідродинамічна початкова ділянка плівки l_2 має невеликі розміри, розглянемо характерні особливості плин у зоні стабілізованої течії. Для цієї ділянки може бути використане рівняння (9). На підставі розв'язання даного рівняння було отримано вираз, що характеризує вплив пондеромоторних сил на стабілізований плин плівки.

Перетворимо рівняння (9):

$$\frac{\partial^2 u_x}{\partial y^2} = \frac{\sigma EB}{\nu \mu^*} - \frac{g}{\nu}. \quad (30)$$

Для зручності розв'язування рівняння (30) введемо:

$$\alpha_1 = \frac{\sigma EB}{\nu \mu^*} - \frac{g}{\nu}. \quad (31)$$

Зрозуміло, рівняння (30) ніщо інше як неоднорідне диференціальне рівняння другого порядку, рішення якого має вигляд:

$$u_x = \alpha_1 \frac{y^2}{2} + c_1 y + c_2, \quad (32)$$

де c_1, c_2 – константи розв'язання диференціального рівняння.

Прийmemo такі граничні умови:

$$I. \begin{cases} u_x = 0 \\ y = 0 \end{cases} \Rightarrow^{(32)} c_2 = 0. \quad (33)$$

$$II. \begin{cases} u_x = u_0 \\ y = \delta \end{cases} \Rightarrow^{(32)} u_0 = \alpha_1 \frac{\delta^2}{2} + c_1 \delta \Rightarrow c_1 = \frac{2u_0 - \alpha_1 \delta^2}{2\delta}. \quad (34)$$

Підставимо (31), (33) й (34) у (32):

$$u_x = \left(\frac{\sigma EB}{\nu \mu^*} - \frac{g}{\nu} \right) \frac{y^2}{2} + \frac{2u_0 - \left(\frac{\sigma EB}{\nu \mu^*} - \frac{g}{\nu} \right) \delta^2}{2\delta} y. \quad (35)$$

Отриманий вираз (35) визначає розподіл швидкостей у зоні стабілізованої плівкової течії у поперечному магнітному полі.

Висновки та отримані результати. Таким чином, зіставляючи вираз (2) для визначення швидкості плівки без впливу магнітного поля з виразом (35) за наявності магнітного поля можна оцінити вплив пондеромоторних сил на плин рідинної плівки.

На жаль, визначення товщини плівки можливо здійснювати передусім експериментальним шляхом, оскільки при цьому використовуються коригувальні коефіцієнти. Попередні експерименти показали, що за наявності магнітного поля товщина плівки є функцією не тільки числа Рейнольдса, а й числа Гартмана, тобто

$$\delta = k_1 \cdot Re^n + k_2 \cdot Ha^n. \quad (36)$$

Таким чином, у першому наближенні розглянуто вплив поперечного магнітного поля із заданими характеристиками B, E, σ на характер течії рідинної плівки за умови електропровідності рідини.

Важливо, що були отримані вирази, які характеризують поле швидкостей потоку як у насадці так і на ділянці стабілізованого плівкового течії. На підставі якісного експерименту можуть бути надані пропозиції щодо розрахунку товщини плівки.

Список літератури

1. Hartmann J. Theory of the laminary flow of an electrically conductive liquid in a homogeneous magnetic field. *Det Kgl Danske Videnskabernes Selskab Math-fys Medd.* 1937. Vol. 15, no. 6. P. 1–28.
2. Hartmann J., Lazarus F. Hg-dynamics II. Experimental

- investigations on the flow of mercury in a homogeneous magnetic field. *Det Kgl Danske Videnskabernes Selskab Math-fys Medd.* 1937. Vol. 15, no. 7. P. 1–45.
3. Shercliff J. A. Steady motion of conducting fluids in pipes under transverse magnetic fields. *Mathematical Proceedings of the Cambridge Philosophical Society.* 1953. Vol. 49, issue 1. P. 136–144. doi: 10.1017/S0305004100028139
 4. Shercliff J. A. The flow of conducting fluids in circular pipes under transverse magnetic fields. *Journal of Fluid Mechanics.* 1956. Vol. 1, issue 6. P. 644–666. doi: 10.1017/S0022112056000421
 5. Shercliff J. A. Magnetohydrodynamic pipe flow Part2. High Hartmann number. *Journal of Fluid Mechanics.* 1962. Vol. 13, issue 4. P. 513–518. doi: 10.1017/S0022112062000890
 6. Shercliff J. A. *A Textbook of Magnetohydrodynamics.* Oxford, New York: Pergamon Press, 1965. 265 p.
 7. Gold R. R. Magnetohydrodynamic pipe flow. *Journal of Fluid Mechanics.* 1962. Vol. 13, issue 4. P. 505–512.
 8. Rutkevich I., Mond M. Amplification of magnetovortex waves in planar MHD flows. *Journal of Plasma Physics.* 2009. Vol. 48, issue 3. P. 359–366. doi: 10.1017/S0022377800016627
 9. Dellar P. Planar channel flow in Braginskii magnetohydrodynamics. *Journal of Fluid Mechanics.* 2011. Vol. 667. P. 520–543. doi: 10.1017/S0022112010004507
 10. Яхно О. М., Мамедов А. Н., Стась С. В. Влияние поперечного магнитного поля на дестабилизацию потока в канале. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units.* Kharkiv: NTU "KhPI". 2019. No. 1. P. 25–29. doi: 10.20998/2411-3441.2019.1.04
 11. Мамедов А. Н., Стась С. В., Лаврухин Є. В. Особливості течії вязкої рідини під дією поперечного магнітного поля. *Mechanics and Advanced Technologies.* 2020. P. 75–81. doi: 10.20535/2521-1943.2020.88.200984/
 12. Mamedov A., Stas S. Influence of surface roughness of channel on friction coefficient of electrically conducting fluids. *Journal of the Technical University of Gabrovo.* 2018. Vol. 57. P. 16–19.
 13. Seibert K. D., Burns M. A. Effect of Hydrodynamic and Magnetic Stabilization on Fluidized-Bed Adsorption. *Biotechnol Progress.* 1998. Vol. 14. P. 749–755. doi: 10.1021/bp980080z
 14. Pallabazzer R. Magnetoplastic effect in non-Newtonian fluids. *AIAA Journal.* 1966. Vol. 4, no. 11. P. 2064–2066. doi: 10.2514/3.3851
 15. Nikulin I. L., Perminov A. V., Tsaplin A. I. Mathematical model of conducting fluid convection in a nonuniform alternating magnetic field. *Magnetohydrodynamics.* 2013. Vol. 49, no. 1. P. 203–209. doi: 10.1007/s10891-016-1389-5
 16. Nikulin I. L., Perminov A. V. Mathematical modelling of frequency and force impacts on averaged metal flows in alternating magnetic field. *Int J Heat Mass Transfer.* 2019. Vol. 128. P. 1026–1032. doi: 10.1016/j.jheatmasstransfer.2018.08.130
 17. Levich V. G. *Physicochemical Hydrodynamics.* NJ: Prentice-Hall, Englewood Cliffs, 1962. 700 p.
 18. Воронцов Е. Г., Тананайко Ю. М. *Теплообмін в рідинних плівках.* Київ: Техніка, 1977. 199 с.
 19. Vatazhin A. B., Lyubimov G. A., Regirer S. A. *Magnetohydrodynamic flows in channels.* 1970. 672 p.
- References (transliterated)**
1. Hartmann J. Theory of the laminary flow of an electrically conductive liquid in a homogeneous magnetic field. *Det Kgl Danske Videnskabernes Selskab Math-fys Medd.* 1937, vol. 15, no. 6, pp. 1–28.
 2. Hartmann J., Lazarus F. Hg-dynamics II. Experimental investigations on the flow of mercury in a homogeneous magnetic field. *Det Kgl Danske Videnskabernes Selskab Math-fys Medd.* 1937, vol. 15, no. 7, pp. 1–45.
 3. Shercliff J. A. Steady motion of conducting fluids in pipes under transverse magnetic fields. *Mathematical Proceedings of the Cambridge Philosophical Society.* 1953, vol. 49, issue 1, pp. 136–144. doi: 10.1017/S0305004100028139
 4. Shercliff J. A. The flow of conducting fluids in circular pipes under transverse magnetic fields. *Journal of Fluid Mechanics.* 1956, vol. 1, issue 6, pp. 644–666. doi: 10.1017/S0022112056000421
 5. Shercliff J. A. Magnetohydrodynamic pipe flow Part2. High Hartmann number. *Journal of Fluid Mechanics.* 1962, vol. 13, issue 4, pp. 513–518. doi: 10.1017/S0022112062000890
 6. Shercliff J. A. *A Textbook of Magnetohydrodynamics.* Oxford, New York, Pergamon Press Publ., 1965. 265 p.
 7. Gold R. R. Magnetohydrodynamic pipe flow. *Journal of Fluid Mechanics.* 1962, vol. 13, issue 4, pp. 505–512.
 8. Rutkevich I., Mond M. Amplification of magnetovortex waves in planar MHD flows. *Journal of Plasma Physics.* 2009, vol. 48, issue 3, pp. 359–366. doi: 10.1017/S0022377800016627
 9. Dellar P. Planar channel flow in Braginskii magnetohydrodynamics. *Journal of Fluid Mechanics.* 2011, vol. 667, pp. 520–543. doi: 10.1017/S0022112010004507
 10. Yakhno O. M., Mamedov A. N., Stas' S. V. Vliyanie poperechnogo magnitnogo polya na destabilizatsiyu potoka v kanale [Influence of the transverse magnetic field on the destabilization of the flow in the channel]. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units.* Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2019, no. 1, pp. 25–29. doi: 10.20998/2411-3441.2019.1.04
 11. Mamedov A. N., Stas' S. V., Lavrukhin Ye. V. Osoblyvosti techiyi v'язkoyi ridyny pid diyeyu poperechnoho mahnitnoho polya [Specific of a viscous fluid flow under the action of a transverse magnetic field]. *Mechanics and Advanced Technologies.* 2020, pp. 75–81. doi: 10.20535/2521-1943.2020.88.200984/
 12. Mamedov A., Stas S. Influence of surface roughness of channel on friction coefficient of electrically conducting fluids. *Journal of the Technical University of Gabrovo.* 2018, vol. 57, pp. 16–19.
 13. Seibert K. D., Burns M. A. Effect of Hydrodynamic and Magnetic Stabilization on Fluidized-Bed Adsorption. *Biotechnol Progress.* 1998, vol. 14, pp. 749–755. doi: 10.1021/bp980080z
 14. Pallabazzer R. Magnetoplastic effect in non-Newtonian fluids. *AIAA Journal.* 1966, vol. 4, no. 11, pp. 2064–2066. doi: 10.2514/3.3851
 15. Nikulin I. L., Perminov A. V., Tsaplin A. I. Mathematical model of conducting fluid convection in a nonuniform alternating magnetic field. *Magnetohydrodynamics.* 2013, vol. 49, no. 1, pp. 203–209. doi: 10.1007/s10891-016-1389-5
 16. Nikulin I. L., Perminov A. V. Mathematical modelling of frequency and force impacts on averaged metal flows in alternating magnetic field. *Int J Heat Mass Transfer.* 2019, vol. 128, pp. 1026–1032. doi: 10.1016/j.jheatmasstransfer.2018.08.130
 17. Levich V. G. *Physicochemical Hydrodynamics.* NJ, Prentice-Hall, Englewood Cliffs Publ., 1962. 700 p.
 18. Vorontsov E. H., Tananayko Yu. M. *Teploobmin v ridynnykh plivkakh* [Heat transfer in liquid films]. Kyiv, Tekhnika Publ., 1977. 199 p.
 19. Vatazhin A. B., Lyubimov G. A., Regirer S. A. *Magnetohydrodynamic flows in channels.* 1970. 672 p.

Надійшло (received) 12.02.2023

Відомості про авторів / About the Authors

Мамедов Асіман Нізамі Оглу (Mamedov Asiman) – Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут ім. І. Сікорського», аспірант; м. Київ, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-8696-0824>; e-mail: acy_m@yahoo.com

Стась Сергій Васильович (Stas Serhiy) – кандидат технічних наук, доцент, Черкаський інститут пожежної безпеки імені Героїв Чорнобиля Національного університету цивільного захисту України, професор кафедри «Техніка та засоби цивільного захисту»; м. Черкаси, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-6139-6278>; e-mail: stas_serhiy@yahoo.com

Лаврухин Єгор Валерійович (Lavrukhin Evhen) – Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут ім. І. Сікорського», аспірант кафедри «Прикладна гідроаеромеханіка і механотроніка»; м. Київ, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-6128-8066>; e-mail: lavruhin.egor@gmail.com

Д. О. ПАНЕВНИК**МОДЕЛЮВАННЯ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ СВЕРДЛОВИННОГО СТРУМИННОГО НАСОСА**

Розроблена математична модель руху робочого потоку в проточній частині струминного насоса на основі використання радіальної функції комплексної змінної із зміщеним центром витoku. Відповідно до прийнятої моделі робоча рідина радіально асиметрично виходить із зміщеного центру витoku у всіх напрямках. Відстань до центру витoku має обернений вплив на швидкість поширення робочої рідини. Зміщений виток радіальної функції дозволяє врахувати неспіввідповідність робочої насадки та камери змішування внаслідок неякісного виготовлення деталей струминного насоса. Вектор комплексного потенціалу із зміщеним витком визначений як різниця векторів, початок яких знаходиться в центрі координат, а кінцеві точки характеризують початкове та кінцеве положення зміщеної функції. З використанням рівняння потенціалу швидкостей та функції течії отримано співвідношення для комплексного потенціалу плоско-радіального та просторового робочого потоку із одностороннім та двостороннім зміщенням центру витoku. Кінематична картина руху робочого середовища визначається просторовою гідродинамічною сіткою утвореною еквіпотенціальними поверхнями та поверхнями течії функцій витoku, яка має вигляд ортогонально розміщених коаксимальних сфер та радіальних меридіональних площин. Зміщення витoku визначає відхилення осі робочої швидкості від осі камери змішування струминного насоса. Встановлено, що профілі швидкостей радіального потоку із зміщеним витком втрачають свою подібність і серія кінематичних кривих не може бути замінена єдиною безрозмірною залежністю, яка визначала б кінематику потоку незалежно від відстаней між точкою витoku та вхідним перерізом камери змішування струминного насоса. Величина зміщення центру витoku має обернений вплив на швидкість радіального потоку і зменшується при зростанні відстані до камери змішування. При зростанні величини зміщення витoku збільшується асиметричність профілю швидкостей та зростає його нерівномірність. Накладання отриманої характеристичної функції асиметричної радіальної течії та вихрової функції комплексної змінної дозволяє визначити структуру рівняння змішаного потоку при моделюванні процесу обертання струминного насоса в свердловині.

Ключові слова: свердловинний струминний насос, ежекційна система, потенціальні потоки, гідродинамічні функції, комплексний потенціал, зміщена функція витoku, еквіпотенціальні лінії, лінії течії.

D. PANEVNYK**SIMULATION OF A WELL JET PUMP WORKING PROCESS**

A mathematical model of the movement of the working flow in the flow part of the jet pump was developed based on the use of a radial function of a complex variable with a shifted leakage center. According to the accepted model, the working fluid radially asymmetrically exits from the displaced leakage center in all directions. The distance to the center of the leak has an inverse effect on the rate of spread of the working fluid. The offset turn of the radial function allows you to take into account the misalignment of the working nozzle and the mixing chamber due to poor manufacturing of jet pump parts. The vector of the complex potential with a shifted origin is defined as the difference of vectors whose origin is at the center of coordinates, and the endpoints characterize the initial and final positions of the shifted function. Using the equation of the potential of velocities and the stream function, the relationship for the complex potential of the plane-radial and spatial working flow with one-way and two-way displacement of the leakage center is obtained. The kinematic picture of the movement of the working medium is determined by a spatial hydrodynamic grid formed by equipotential surfaces and flow surfaces of leakage functions, which has the form of orthogonally placed coaxial spheres and radial meridional planes. The leakage displacement determines the deviation of the axis of the working nozzle from the axis of the displacement chamber of the jet pump. It is established that the velocity profiles of the radial flow with a displaced leak lose their similarity and the series of kinematic curves cannot be replaced by a single dimensionless dependence that would determine the flow kinematics regardless of the distance between the leak point and the inlet cross-section of the mixing chamber of the jet pump. The displacement of the leakage center has an inverse effect on the radial flow rate and decreases with increasing distance to the mixing chamber. As the value of the leakage displacement increases, the asymmetry of the velocity profile increases and its unevenness increases. Superimposition of the obtained characteristic function of the asymmetric radial flow and the vortex function of the complex variable allows to determine the structure of the mixed flow equation when simulating the rotation process of the jet pump in the well.

Keywords: well jet pump, ejection system, potential flows, hydrodynamic functions, complex potential, shifted leakage function, equipotential lines, streamlines.

Вступ. Завдяки простій конструкції та відсутності рухомих частин струминні насоси відзначаються високою надійністю, що зумовило їх широке використання при реалізації низки основних технологічних операцій розробки покладів вуглеводнів. Суттєвою перевагою застосування нафтогазових ежекційних технологій є можливість встановлення струминних насосів у важкодоступних місцях, збереження працездатності в агресивному середовищі в умовах впливу високого газового фактору та обводненості продукції свердловини за наявності абразивних механічних домішок і включень парафіну. Ускладнення умов розробки нових нафтогазових родовищ та необхідність підвищення рентабельності діючих покладів вуглеводнів є причиною зростання частки використання ежекційних технологій. Застосування ежекційних технологій для відновлення та залучення в експлуатацію недіючих

свердловин сприяє підвищенню енергетичної безпеки країни.

Основним недоліком свердловинної ежекційної системи є низький ККД струминного насоса, що пов'язано з особливостями процесу змішування робочого та інжектваного потоку в його проточній частині. Внаслідок суттєвої різниці швидкостей робочого та інжектваного потоків в прилежовому шарі, який відокремлює змішувані середовища виникає інтенсивне вихроутворення, яке супроводжується значними гідравлічними втратами та дисипацією енергії. Низькі енергетичні характеристики струминного насоса зумовлюють необхідність створення умов, які б забезпечили його експлуатацію в оптимальному режимі. Вибір оптимальних конструкторських та режимних параметрів свердловинної ежекційної системи вимагає удосконалення існуючих математичних моделей

робочого процесу струминного насоса. Зважаючи на поширеність нафтогазових ежекційних технологій підвищення ефективності проектування конструкції та прогнозування режиму роботи свердловинного струминного насоса є актуальним завданням.

Аналітичний огляд літератури. Найбільш поширена математична модель робочого процесу ежекційної системи заснована на використанні рівняння збереження імпульсу руху рідини в замкненому об'ємі камери змішування струминного насоса [1], яке розв'язується спільно з рівнянням Бернуллі та неперервності потоку. На відміну від інших гідромашин динамічного типу струминний насос з'єднується з гідравлічною системою за допомогою трьох гідравлічних ліній, внаслідок чого для характеристики його робочого процесу застосовуються безрозмірні співвідношення у вигляді відносного напору та коефіцієнта інжекції [2]. У випадку використання направляючих елементів для закручування змішуваних потоків класичне вихідне рівняння балансу сумарного імпульсу руху рідини доповнюється елементами теорії вихрових потоків [3]. При цьому структура традиційного рівняння напірної характеристики струминного насоса містить додаткову складову, яка визначає напір, створюваний відцентровими силами при обертанні змішуваних середовищ. Друга за поширеністю математична модель передбачає використання для опису руху змішуваних потоків системи диференціальних рівнянь у частинних похідних (рівнянь Нав'є-Стокса) [4]. Згадана система передбачає спільний розв'язок рівнянь руху рідини, збереження енергії та суцільності потоку, а його кінематичні параметри визначаються за допомогою прийнятої моделі турбулентності. Для розв'язку системи рівнянь Нав'є-Стокса, зазвичай, використовується метод скінченних елементів із залученням комп'ютерних програм SolidWorks [5] та ANSYS [6]. Розрахункові алгоритми для автоматизованого проектування свердловинних ежекційних систем можуть бути побудовані із застосуванням мови програмування Python [7]. Області застосування математичних моделей робочого процесу струминного насоса обмежуються виконанням умови його експлуатації в докавітаційному режимі [8]. Внаслідок високої швидкості витікання робочого потоку у вихідному перерізі робочої насадки виникає область низького тиску. Величина втрат швидкісного напору може перевищувати значення гідростатичного і гідродинамічного тиску внаслідок чого відбувається розрив робочого потоку. Кавітаційна область може виникати також в інжектваному потоці на вході в камеру змішування струминного насоса. Кавітаційний розрахунок свердловинного струминного насоса дозволяє визначити мінімально допустиму глибину його розміщення в свердловині, або максимально допустиму величину робочої витрати. У випадку фіксованих значень згаданих параметрів в процесі проектування конструкції ежекційної системи розраховується мінімально допустимий діаметр робочої насадки або камери змішування струминного

насоса. Режим роботи ежекційної системи визначається шляхом спільного розв'язку рівнянь напірної характеристики струминного насоса та його гідравлічної системи. Зважаючи на конструкцію наддолотної ежекційної системи в процесі моделювання її робочого процесу застосовується метод електрогідродинамічної аналогії [9]. В процесі оптимізації конфігурації проточної частини струминного насоса моделюється вплив на характеристики ежекційної системи довжини камери змішування [10], наявності дифузора [11], відстані між робочою насадкою та камерою змішування [12], співвідношення діаметрів камери змішування та робочої насадки [13].

Незважаючи на тенденцію до зростання обсягу теоретичних досліджень робочого процесу ежекційних систем існуючі математичні моделі недостатньо враховують особливості експлуатації свердловинних струминних насосів. Поза увагою широкого кола дослідників залишаються питання пов'язані з можливістю обертання струминного насоса в свердловині. Зокрема при реалізації процесу поглиблення свердловин струминний насос обертається разом з колоною бурильних труб. Відомі також конструкції свердловинних компоновок, в яких обертання струминного насоса здійснюється за допомогою гідравлічних двигунів. Обертовий рух в свердловині супроводжується появою інерційних сил і ежекційна система набуває ознак характерних для відцентрових насосів. Наявність додаткових експлуатаційних факторів, які не враховуються сучасними математичними моделями, знижує ефективність проектування конструкцій та прогнозування режимів експлуатації свердловинних струминних насосів. В роботі [14] запропоновано складові змішаного потоку моделювати у вигляді функцій вихоровиток та паралельно-струминної течії. Рівняння руху змішаного потоку може бути представлено комплексним потенціалом, складові якого відповідають рівнянням Лапласа та умовам Коши-Римана і визначають кінематику безвихрової течії. Принцип накладання циркуляційної течії на радіальний потік дозволяє враховувати при моделюванні робочого процесу ежекційної системи обертання струминного насоса в свердловині при реалізації окремих технологічних операцій.

Мета та задачі дослідження. Метою досліджень є обґрунтування можливості застосування для моделювання процесу обертання струминного насоса в свердловині елементарної гідродинамічної радіальної функції комплексної змінної із зміщеним центром виток робочої рідини.

Поставлена мета передбачає виконання наступних завдань досліджень:

- визначення вигляду комплексного потенціалу плоскої та просторової радіальної функції із зміщеним центром виток;
- перевірка умов аналітичності отриманого рівняння комплексного потенціалу із зміщеним витком;
- дослідження кінематики радіального потоку із

зміщеним центром витоку.

Основна частина. Враховуючи конструкцію ежекційних систем, зміщений виток радіальної функції має місце у випадку неякісного виготовлення деталей проточної частини струминного насоса, внаслідок чого виникає радіальна неспіввісність робочої насадки і камери змішування. Зміщена радіальна функція відповідає відхиленню початкової точки вектора комплексного потенціалу від центра витоку. Враховуючи особливості векторного аналізу, вектор комплексного потенціалу із зміщеним витоком може бути визначений як різниця векторів, початок яких знаходиться в центрі координат, а кінцеві точки характеризують початкове та кінцеве положення зміщеної функції (рис. 1).

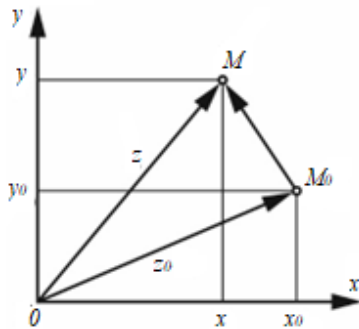


Рис. 1. Геометрична інтерпретація плоского витоку із зміщеним центром координат

Тоді у випадку плоскої радіальної функції комплексний потенціал із зміщеним витоком може бути визначений за формулами

$$W = \frac{Q}{2\pi} \ln(z - z_0); \quad (1)$$

$$\varphi = \frac{Q}{2\pi} \ln \sqrt{(x - x_0)^2 + (y - y_0)^2}; \quad (2)$$

$$\psi = \frac{Q}{2\pi} \operatorname{arctg} \frac{y - y_0}{x - x_0}, \quad (3)$$

де Q – витрата рідини;

z – комплексна координата, що відповідає симетричному витоку;

z_0 – комплексна координата, що відповідає початковій точці вектора зміщеної функції;

x, y, x_0, y_0 – координати точок для симетричного та асиметричного витоку.

Комплексні координати z, z_0 , у свою чергу, мають координати x, y та x_0, y_0 (рис. 1), тобто виконуються співвідношення $z = x + iy, z_0 = x_0 + iy_0$. Використовуючи формулу Ейлера для показової форми комплексного числа та правила перетворення логарифмів запишемо

$$W = a \ln(z - z_0) = a \ln(r - r_0) + ai\theta, \quad (4)$$

де a – дійсне число, $a = Q/2\pi$;

r, r_0 – модуль комплексного числа відповідно для симетричного та асиметричного витоку.

Враховуючи взаємозв'язок між полярними та декартовими координатами запишемо рівняння для визначення функції плоского витоку із зміщеним джерелом робочого потоку

$$\varphi = a \ln(r - r_0) = a \ln \sqrt{(x - x_0)^2 + (y - y_0)^2}; \quad (5)$$

$$\psi = ai\theta = a \cdot \operatorname{arctg} \frac{y - y_0}{x - x_0}. \quad (6)$$

В рівняннях (5), (6) враховано формули для визначення модуля комплексного числа $r = \sqrt{x^2 + y^2}$, $r_0 = \sqrt{x_0^2 + y_0^2}$.

Враховуючи структуру формул (5), (6) та аналогічні співвідношення для симетричної радіальної функції [15] визначимо вигляд рівнянь, які характеризують потенціал швидкостей та функцію течії для випадку зміщеного просторового витоку. Для осесиметричного потоку в циліндричних координатах отримаємо

$$\varphi = -\frac{Q}{4\pi} \frac{1}{\sqrt{(z - z_0)^2 + (r - r_0)^2}}; \quad (7)$$

$$\psi = -\frac{Q}{4\pi} \frac{z - z_0}{(z - z_0)^2 + (r - r_0)^2}. \quad (8)$$

Відповідно до рівнянь (7), (8) проаналізуємо вигляд еквіпотенціальних ліній та ліній течій в координатах r_0z . Координати характерних точок еквіпотенціальних ліній визначаємо використовуючи функцію потенціалу швидкостей (рівняння (7)). Для точок перетину еквіпотенціальної лінії з горизонтальними осями (рис. 2, а) використовуючи елементарні співвідношення запишемо

$$z - z_0 = \sqrt{\frac{Q^2}{16\pi^2\varphi^2} - (r - r_0)^2};$$

$$\text{т. 1, 6: } r = r_0; z = z_0 \pm \frac{Q}{4\pi\varphi}; \quad (9)$$

$$\text{т. 2, 5: } r = 0; z = z_0 \pm \sqrt{\frac{Q^2}{16\pi^2\varphi^2} - r_0^2}.$$

Аналогічно визначаємо координати точок перетину еквіпотенціальної лінії з вертикальними осями (рис. 2, а).

Використовуючи рівняння (7) запишемо

$$r - r_0 = \sqrt{\frac{Q^2}{16\pi^2\varphi^2} - (z - z_0)^2};$$

$$\text{т. 8, 3: } z = z_0; r = r_0 \pm \frac{Q}{4\pi\varphi}; \quad (10)$$

$$\text{т. 7, 4: } z = 0; r = r_0 \pm \sqrt{\frac{Q^2}{16\pi^2\varphi^2} - z_0^2}.$$

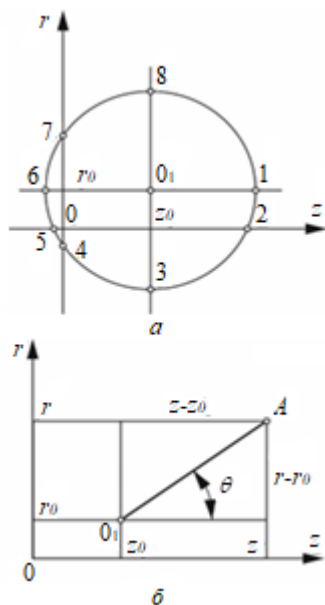


Рис. 2. Еквіпотенціальні лінії (а) і лінії течії (б) просторового витoku із двостороннім зміщенням його центру

Рівняння прямої, що визначає лінію течії (лінія O_1A на рис. 2, б) визначаємо використовуючи рівняння (8). Після елементарних перетворень формули (8) отримаємо вираз для визначення кутового коефіцієнта лінії течії

$$\operatorname{tg}\varphi = \frac{r-r_0}{z-z_0} = \sqrt{16\pi^2\varphi^2 - 1}. \quad (11)$$

Рівняння (7), (8) необхідно адаптувати до умов використання струминного насоса. Зміщення точки витoku в напрямку зміни координати є регульованим параметром, який визначає максимальний ККД струминного насоса. Зміщення в напрямку осі z , таким чином, є регульованою величиною і може враховуватись рівнянням функції течії з незміщеним витokом. Зміщення витoku в напрямку осі r визначає відхилення осі робочої насадки від осі камери змішування струминного насоса внаслідок неякісного виготовлення деталей його проточної частини. Функція комплексного потенціалу в цьому випадку повинна містити величину, яка визначає зміщення витoku в напрямку осі r . Рівняння потенціалу швидкостей та функції течії у випадку одностороннього зміщення витoku має вигляд

$$\varphi = -\frac{Q}{4\pi} \frac{1}{\sqrt{z^2 + (r-r_0)^2}}; \quad (12)$$

$$\psi = -\frac{Q}{4\pi} \frac{z}{z^2 + (r-r_0)^2}. \quad (13)$$

Визначимо графічне зображення складових комплексного потенціалу з одностороннім зміщенням витoku. Рівняння (12) визначає графік еквіпотенціальної лінії, а рівняння (13) – лінії течії (рис. 3).

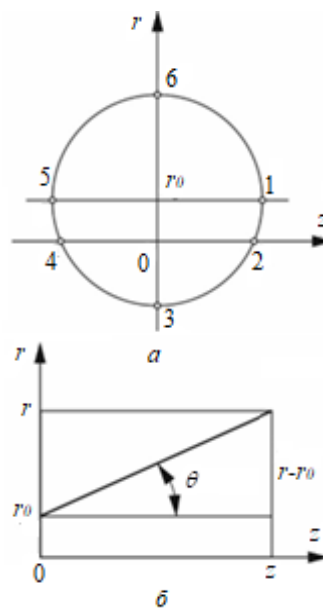


Рис. 3. Еквіпотенціальні лінії (а) і лінії течії (б) просторового витoku із одностороннім зміщенням його центру

Координати точок перетину еквіпотенціальної лінії з горизонтальною віссю визначаємо з рівняння (12)

$$z = \sqrt{\frac{Q^2}{16\pi^2\varphi^2} - (r-r_0)^2};$$

т. 1, 5: $r = r_0; z = \pm \frac{Q}{4\pi\varphi}; \quad (14)$

т. 2, 4: $r = 0; z = \pm \sqrt{\frac{Q^2}{16\pi^2\varphi^2} - r_0^2}.$

Координати точок перетину еквіпотенціальної лінії з віссю r визначаємо з рівняння (12).

Після здійснення підстановки $z = 0$ отримаємо

$$r-r_0 = \sqrt{\frac{Q^2}{16\pi^2\varphi^2} - z^2};$$

т. 6: $z = 0; r = r_0 + \frac{Q}{4\pi\varphi}; \quad (15)$

т. 3: $z = 0; r = r_0 - \frac{Q}{4\pi\varphi}.$

Рівняння лінії течії (рис. 3, б) визначаємо з формули (13). Кутовий коефіцієнт лінії течії зміщеного витoku визначаємо за формулою

$$\operatorname{tg}\varphi = \frac{r-r_0}{z} = \sqrt{16\pi^2\varphi^2 - 1}.$$

Перевіримо умови аналітичності комплексного потенціалу із зміщеним витokом. Визначимо компоненти радіальної швидкості шляхом диференціювання функції потенціалу швидкості

$$V_z = \frac{\partial \varphi}{\partial z} = \frac{Q}{4\pi} \frac{z}{(z^2 + (r - r_0)^2)^{1.5}}; \quad (16)$$

$$V_r = \frac{\partial \varphi}{\partial r} = \frac{Q}{4\pi} \frac{r - r_0}{(z^2 + (r - r_0)^2)^{1.5}}. \quad (17)$$

Структура рівнянь для визначення компонентів швидкості з врахуванням функції течії містить координату зміщеного витоку

$$V_z = \frac{1}{r - r_0} \frac{\partial \psi}{\partial r}; V_r = -\frac{1}{r - r_0} \frac{\partial \psi}{\partial z}. \quad (18)$$

Враховуючи рівняння (18) запишемо

$$V_z = \frac{\partial \psi}{\partial r} = \frac{Q}{4\pi} \frac{z}{(z^2 + (r - r_0)^2)^{1.5}}; \quad (19)$$

$$V_r = \frac{\psi}{\partial z} = \frac{Q}{4\pi} \frac{r - r_0}{(z^2 + (r - r_0)^2)^{1.5}}. \quad (20)$$

Рівність компонентів швидкості, визначених за формулами (16), (19) та (17), (20), свідчить про виконання умов Коши-Римана. Тоді результуюча радіальна швидкість у випадку зміщення витоку може бути визначена за формулою

$$\left| \frac{\partial w}{\partial z} \right| = \sqrt{V_z^2 + V_r^2} = \frac{Q}{4\pi} \frac{1}{z^2 + (r - r_0)^2}. \quad (21)$$

Визначимо характер розподілу горизонтальних проєкцій швидкості використовуючи рівняння (19). Максимальне значення горизонтальної проєкції швидкості має місце у випадку $r = r_0$

$$V_{z \max} = \frac{Q}{4\pi z^2}, \quad (22)$$

тобто максимальна швидкість радіального потоку порівняно з симетричним розміщенням витоку [15] залишається незмінною.

Визначимо величину робочої витрати Q_p на вході в камеру змішування струминного насоса. Аналог формули для симетричного потоку [15] у випадку зміщеного витоку має вигляд

$$Q_p = 2\pi \left[\psi((r - r_0), z) - \psi(r_0, z) \right]. \quad (23)$$

Тоді використовуючи рівняння функції течії для зміщеного витоку (формула (13) запишемо

$$Q_p = \frac{Q}{2} \left(\frac{z}{\sqrt{z^2 + r_0^2}} - \frac{z}{\sqrt{z^2 + (r - r_0)^2}} \right). \quad (24)$$

Після заміни радіуса діаметром камери змішування $r = d_k/2$ отримаємо

$$Q_p = \frac{Q}{2} \left(\frac{z}{\sqrt{z^2 + r_0^2}} - \frac{z}{\sqrt{z^2 + (d_k/2 - r_0)^2}} \right). \quad (25)$$

Середню швидкість робочого потоку визначимо шляхом ділення витрати на площу камери змішування S_k

$$V_{\text{ср}} = \frac{2Q_p}{\pi d_k^2} \left(\frac{z}{\sqrt{z^2 + r_0^2}} - \frac{z}{\sqrt{z^2 + (d_k/2 - r_0)^2}} \right). \quad (26)$$

Тоді враховуючи рівняння (22), (26) визначимо коефіцієнти нерівномірності робочого потоку. Для визначення коефіцієнта нерівномірності використовуємо співвідношення $\Phi_{\text{рзм}} = V_{\text{ср}}/V_{z \max}$

$$\Phi_{\text{рзм}} = \frac{8}{(d_k/z)^2} \left(\frac{z}{\sqrt{z^2 + r_0^2}} - \frac{z}{\sqrt{z^2 + (d_k/2 - r_0)^2}} \right). \quad (27)$$

Визначимо закономірності зміни кінематичних параметрів радіального потоку із зміщеним витоком. Розглянемо характер розподілу горизонтальної компоненти радіальної швидкості представлені рівняннями (16), (19). Враховуючи, що координата z в рівняннях (16), (19) визначає відстань між точкою витоку та вхідним перерізом камери змішування $z = l_p$ запишемо

$$V_z = \frac{Q l_p}{4\pi (l_p^2 + (r - r_0)^2)^{1.5}}. \quad (28)$$

Графічне зображення рівняння (28) для фіксованої величини зміщення витоку $r_0 = 0,005$ м побудоване для таких відстаней між точкою витоку та камерою змішування струминного насоса: $l_{p1} = 0,01$ м; $l_{p2} = 0,012$ м; $l_{p3} = 0,015$ м (рис. 4, а).

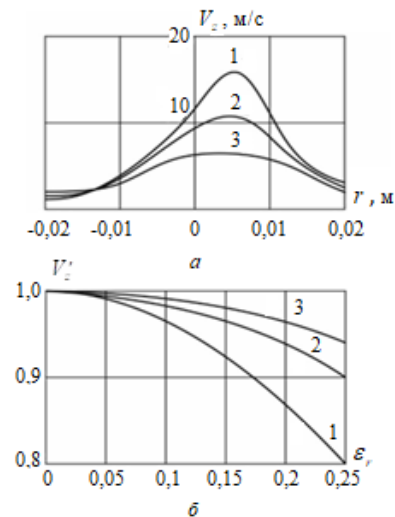


Рис. 4. Поле швидкостей робочого потоку для зміщеного витоку:

а – профіль швидкостей для різних відстаней до точки витоку l_p : 1 – 0,01 м; 2 – 0,012 м; 3 – 0,015 м; б – відносна осьова швидкість робочого потоку для різних відстаней до робочої насадки l_p : 1 – 0,01 м; 2 – 0,015 м; 3 – 0,02 м

Аналіз отриманих кривих свідчить про порушення симетричності профілів швидкостей зміщеного витоку. Максимальні значення швидкостей

локалізуються в напрямку зміщення точки витоку, а положення екстремумів кінематичних кривих відповідає ексцентриситету $e = r_0$, який визначається величиною зсуву джерела радіального потоку. На відміну від симетричного поля швидкостей профілі радіального потоку із зміщеним витоком втрачають свою подібність і серія кінематичних кривих не може бути замінена єдиною безрозмірною залежністю, яка визначала б кінематику потоку незалежно від відстаней між точкою витоку та вхідним перерізом камери змішування струминного насоса.

Вплив величини зміщення точки витоку на кінематику радіального потоку розглянемо шляхом визначення співвідношення швидкостей асиметричного $V_{зм}$ та симетричного V потоків. Результуюча радіальна швидкість радіального потоку у випадку нульового зміщення витоку може бути визначена за формулою (21) після підстановки значень $r_0 = 0$

$$V = \frac{Q}{4\pi} \frac{1}{z^2 + r^2}. \quad (29)$$

Тоді формула для визначення співвідношення швидкостей $V_{зм}$, V враховуючи рівняння (21), (29) має вигляд

$$V' = \frac{V_{зм}}{V} = \frac{z^2 + r^2}{z^2 + (r - r_0)^2}. \quad (30)$$

Від результуючих швидкостей радіального потоку перейдемо до осьових. Після підстановки координати $r = 0$ отримаємо

$$V'_{зм} = \frac{V_{зм}}{V_z} = \frac{1}{1 + (r_0/z)^2} = \frac{1}{1 + (r_0/l_p)^2}. \quad (31)$$

Аналіз отриманої залежності свідчить (рис. 4, б) про обернений вплив відносного зміщення витоку ($\varepsilon_r = r_0/r_k$, де r_k – радіус камери змішування) на швидкість радіального потоку. Зростання відстані до камери змішування мінімізує вплив величини зміщення витоку на швидкість радіального потоку.

Для оцінки впливу величини зміщення витоку на нерівномірність розподілу швидкостей визначимо співвідношення коефіцієнтів нерівномірності у випадку зміщеного та симетричного витоку. Коефіцієнт нерівномірності у випадку симетричного витоку отримаємо з рівняння (27) після здійснення підстановки $r_0 = 0$

$$\Phi_p = \frac{8}{(d_k/z)^2} \left(1 - \frac{1}{\sqrt{1 + 0,25(d_k/z)^2}} \right). \quad (32)$$

Використовуючи рівняння (27), (32) запишемо

$$\bar{\Phi}_p = \frac{\Phi_{рзм}}{\Phi_p} = \frac{\frac{z}{\sqrt{z^2 + r_0^2}} - \frac{z}{\sqrt{z^2 + (d_k/2 - r_0)^2}}}{1 - \frac{1}{\sqrt{1 + 0,25(d_k/z)^2}}}. \quad (33)$$

Аналіз рівняння (33) та його графічного зображення (рис. 5) показує, що відносний коефіцієнт нерівномірності у випадку нульового зміщення витоку $r_k = 0$ приймає значення $\bar{\Phi}_p = 1$. При зростанні величини зміщення витоку збільшується асиметричність профілю швидкостей і коефіцієнт нерівномірності знижується, тобто нерівномірність розподілу швидкостей зростає.

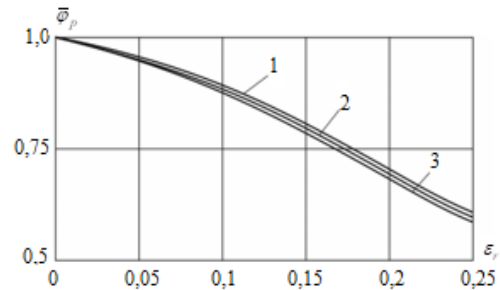


Рис. 5. Відносний коефіцієнт нерівномірності розподілу швидкостей робочого потоку із зміщеним витоком для різних відстаней до точки витоку l_p :
1 – 0,01 м; 2 – 0,015 м; 3 – 0,02 м

Проведений аналіз показує, що радіальне зміщення витоку безумовно впливає на характер поля швидкостей в камері змішування струминного насоса, внаслідок чого величину зміщення необхідно враховувати при прогнозуванні режиму роботи свердловинної ежекційної системи.

Висновки. Проведені дослідження дозволяють зробити наступні висновки:

1. Радіальна елементарна тривимірна характеристична функція комплексної змінної із зміщеним центром витоку може використовуватись для моделювання робочого процесу ежекційної системи у випадку неякісного виготовлення деталей проточної частини струминного насоса і радіальної неспіввідповідності робочої насадки і камери змішування.
2. Встановлені умови аналітичності отриманого рівняння комплексного потенціалу із зміщеним витоком, що дало змогу визначити результуючу швидкість радіального потоку у вигляді частинної похідної характеристичної функції.
3. Досліджена кінематика радіального потоку:
 - радіальне зміщення витоку порушує симетричність та подібність профілів швидкостей робочого потоку;
 - екстремальні значення кінематичних кривих відповідають величині зсуву джерела радіального потоку;
 - зміщення витоку має обернений вплив на відносну осьову швидкість робочого потоку для різних відстаней до робочої насадки;
 - зростання величини зміщення витоку підсилює нерівномірність розподілу швидкостей робочого потоку.

Завдання подальших досліджень полягає в обґрунтуванні можливості використання радіальної та циркуляційної функції для моделювання робочого процесу струминного насоса із врахуванням особливостей його обертання в свердловині.

Список літератури

- Vélez R., Vásquez-Santacruz J., Marín-Urías L., Vargas A., García-Ramírez P., Morales-de-la-Mora J., Vite-Morales A., Gutiérrez-Domínguez E. Efficiency Maximization of a Jet Pump for an Hydraulic Artificial Lift System. *Revista internacional de métodos numéricos para cálculo y diseño en ingeniería*. 2019, vol. 35, issue 1, 8 p. doi: 10.23967/j.rimni.2018.11.002
- Aissa W. A., Eissa M. S., Mohamed A. H. Experimental and Theoretical Investigation of Water Jet Pump Performance. *International Journal of Applied Energy Systems*. 2021, vol. 3, no. 1, 13 p.
- Panevnyk D. A. Simulation of a downhole jet-vortex pump's working process. *Nafta-Gaz*. 2021, No. 9, P. 579–586. doi: 10.18668/NG.2021.09.02
- Wang Z., Lei Y., Wu Z., Wu J., Zhang M., Liao R. Structure Size Optimization and Internal Flow Field Analysis of a New Jet Pump Based on the Taguchi Method and Numerical Simulation. *Processes*. 2023, Vol. 11, issue 2, 24 p. doi: 10.3390/pr11020341
- Бутенко А. Г., Смык С. Ю. Повышение эффективности работы центральных эжекторов. *Энерготехнологии и ресурсосбережение*. 2013. № 2. С. 62–65. <http://dspace.nbuv.gov.ua/handle/123456789/127209>
- Han W., Xie W., Li R., Wang H., Pan Y., Chen R., Han J. Analysis of influence of guide vane wrap angle and blade number on propulsive performance of a water jet propulsor. *Modern Physics Letters B*. 2021, Vol. 35, no. 33, 16 p. doi: 10.1142/S0217984921505035
- Merrill R., Shankar V., Chapman T. Three-Phase Numerical Solution for Jet Pumps Applied to a Large Oilfield. *Proc. of the Abu Dhabi Int. Petroleum Exhibition & Conference (9–12 November 2020, Abu Dhabi, UAE)*. Abu Dhabi, 2020, Paper Number SPE-202928-MS, 12 p. doi: 10.2118/202928-MS
- Gan J., Wang Y., Wang D., Zhang K. Research on the Law of Head Loss of Jet Pumps in the Cavitation State. *ACS Omega*. 2022, Vol. 7, P. 12661–12679. doi: 10.1021/acsomega.1c06895
- Wyrostkiewicz M., Panevnyk D. A. Simulation of the working process of a dual-circuit downhole ejection system. *Nafta-Gaz*. 2022, No. 9, P. 654–661. doi: 10.18668/NG.2022.09.02
- Dong J., Hu Q., Yu M., Han Z., Cui W., Liang D., Ma H., Pan X. Numerical investigation on the influence of mixing chamber length on steam ejector performance. *Applied Thermal Engineering*. 2020, vol. 174, 8 p. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2020.115204
- Alidema D., Krasniqi M., Filkoski R., Krasniqi F. Analysis of the Working Characteristics of the Ejector in the Water Heating System. *Energies*. 2022, Vol. 15, issue 6, 12 p. doi: 10.3390/en15062025
- Ramesh A. S., Sekhar S. J. Analytical and Numerical Studies of a Steam Ejector on the Effect of Nozzle Exit Position and Suction Chamber Angle to Fluid Flow and System Performance. *Journal of Applied Fluid Mechanics*. 2017, Vol. 10, no. 1, P. 369–378. doi: 10.18869/acadpub.jafm.73.238.26027
- Ma J., Qiu B., Yan R. Simulated Analysis of the Mixing Performance of Jet-mixing Apparatus. *Proc. of the 2015 Int. Conf. on Intelligent Systems Research and Mechatronics Engineering (11–13 April 2015, Zhengzhou, China)*. Zhengzhou, 2015, P. 1698–1702. doi: 10.2991/isrme-15.2015.344
- Паневник Д. О. Обґрунтування методу моделювання циркуляційних потоків при обертанні наддолотного струминного насоса. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. 2021. № 3 (80). С. 46–52. doi: 10.31471/1993-2021-3(80)-46-52
- Паневник Д. О. Використання комплексного потенціалу плоскорадіального потоку для моделювання робочого процесу свердловинного струминного насоса. *Науковий вісник ІФНТУНГ*. 2022. № 1 (52). С. 42–49. doi: 10.31471/1993-9965-2022-1(52)-42-49
- Domínguez E. Efficiency Maximization of a Jet Pump for an Hydraulic Artificial Lift System. *Revista internacional de métodos numéricos para cálculo y diseño en ingeniería*. 2019, vol. 35, issue 1, 8 p. doi: 10.23967/j.rimni.2018.11.002
- Aissa W. A., Eissa M. S., Mohamed A. H. Experimental and Theoretical Investigation of Water Jet Pump Performance. *International Journal of Applied Energy Systems*. 2021, vol. 3, no. 1, 13 p.
- Panevnyk D. A. Simulation of a downhole jet-vortex pump's working process. *Nafta-Gaz*. 2021, no. 9, pp. 579–586. doi: 10.18668/NG.2021.09.02
- Wang Z., Lei Y., Wu Z., Wu J., Zhang M., Liao R. Structure Size Optimization and Internal Flow Field Analysis of a New Jet Pump Based on the Taguchi Method and Numerical Simulation. *Processes*. 2023, vol. 11, issue 2, 24 p. doi: 10.3390/pr11020341
- Butenko A. G., Smyk S. Yu. Povyshenie effektivnosti raboty tsentral'nykh ezhektorov [Improving the efficiency of central ejectors]. *Energotekhnologii i resursosberezhnie*. 2013, no. 2, pp. 62–65. <http://dspace.nbuv.gov.ua/handle/123456789/127209>
- Han W., Xie W., Li R., Wang H., Pan Y., Chen R., Han J. Analysis of influence of guide vane wrap angle and blade number on propulsive performance of a water jet propulsor. *Modern Physics Letters B*. 2021, vol. 35, no. 33, 16 p. doi: 10.1142/S0217984921505035
- Merrill R., Shankar V., Chapman T. Three-Phase Numerical Solution for Jet Pumps Applied to a Large Oilfield. *Proc. of the Abu Dhabi Int. Petroleum Exhibition & Conference (9–12 November 2020, Abu Dhabi, UAE)*. Abu Dhabi, 2020, paper number SPE-202928-MS, 12 p. doi: 10.2118/202928-MS
- Gan J., Wang Y., Wang D., Zhang K. Research on the Law of Head Loss of Jet Pumps in the Cavitation State. *ACS Omega*. 2022, vol. 7, pp. 12661–12679. doi: 10.1021/acsomega.1c06895
- Wyrostkiewicz M., Panevnyk D. A. Simulation of the working process of a dual-circuit downhole ejection system. *Nafta-Gaz*. 2022, no. 9, pp. 654–661. doi: 10.18668/NG.2022.09.02
- Dong J., Hu Q., Yu M., Han Z., Cui W., Liang D., Ma H., Pan X. Numerical investigation on the influence of mixing chamber length on steam ejector performance. *Applied Thermal Engineering*. 2020, vol. 174, 8 p. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2020.115204
- Alidema D., Krasniqi M., Filkoski R., Krasniqi F. Analysis of the Working Characteristics of the Ejector in the Water Heating System. *Energies*. 2022, vol. 15, issue 6, 12 p. doi: 10.3390/en15062025
- Ramesh A. S., Sekhar S. J. Analytical and Numerical Studies of a Steam Ejector on the Effect of Nozzle Exit Position and Suction Chamber Angle to Fluid Flow and System Performance. *Journal of Applied Fluid Mechanics*. 2017, vol. 10, no. 1, pp. 369–378. doi: 10.18869/acadpub.jafm.73.238.26027
- Ma J., Qiu B., Yan R. Simulated Analysis of the Mixing Performance of Jet-mixing Apparatus. *Proc. of the 2015 Int. Conf. on Intelligent Systems Research and Mechatronics Engineering (11–13 April 2015, Zhengzhou, China)*. Zhengzhou, 2015, pp. 1698–1702. doi: 10.2991/isrme-15.2015.344
- Panevnyk D. O. Obhruntuvannya metodu modelyuvannya tsyrkulyatsiynykh potokiv pry obertanni naddolotnoho strumynnoho nasosa [Substantiation of the method for modelling circulation flows during rotation of a downhole jet pump]. *Rozvidka ta rozrobka naftovykh i hazovykh rodovysch*. 2021, no. 3 (80), pp. 46–52. doi: 10.31471/1993-2021-3(80)-46-52
- Panevnyk D. O. Vykorystannya kompleksnoho potentsialu ploskoradial'nogo potoku dlya modelyuvannya robochoho protsesu sverdlodynnoho strumynnoho nasosa [Use of the complex potential of plane-radial flow for modelling the downhole jet pump operating process]. *Naukovyy visnyk IFNTUNH*. 2022, no. 1 (52), pp. 42–49. doi: 10.31471/1993-9965-2022-1(52)-42-49

References (transliterated)

- Vélez R., Vásquez-Santacruz J., Marín-Urías L., Vargas A., García-Ramírez P., Morales-de-la-Mora J., Vite-Morales A., Gutiérrez-

Надійшла (received) 17.09.2023

Відомості про автора / About the Author

Паневник Денис Олександрович (Panevnyk Denys) – доктор філософії (PhD), Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу, доцент кафедри «Нафтогазові машини та обладнання»; м. Івано-Франківськ, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-7853-5051>; e-mail: den.panevnik@gmail.com

*Н. Г. ШЕВЧЕНКО, Д. В. ЛЕБЕДИНЕЦЬ***МОДИФІКАЦІЯ РОБОЧОГО КОЛЕСА ВІДЦЕНТРОВОГО НАСОСА ЗА ДОПОМОГОЮ САПР**

В даний час під час проектування гідравлічних машин широко використовується спеціалізоване програмне забезпечення. У роботі представлено огляд сучасних програм, що використовують систему автоматизованого проектування відцентрових насосів. Сучасний підхід до проектування відцентрових насосів ґрунтується на спільному вирішенні прямої та зворотної задач теорії робочого процесу в гідромашинах. Метою роботи є розробка робочого колеса відцентрового секційного насоса на такі параметри: об'єм рідини 6 м^3 на годину та напір 140 м. Насос використовується для подачі нафтової сировини до рекуператорів малої дистиляційної установки МДУ-20 нафтопереробного заводу. У секційному насосі є можливість компоувати пакети робочих коліс різного виконання. Відсутність у відкритому доступі геометричних розмірів робочого колеса відцентрового секційного насоса на потрібні параметри ускладнює вибір ефективного режиму роботи. Тому задача проектування та дослідження робочих коліс насоса типу ВНС за допомогою САПР у програмному середовищі ANSYS CFD є актуальною. У роботі використовується вільна академічна версія ANSYS CFD. У роботі представлено опис основних етапів проектування та дослідження відцентрового насоса. За струмінною класичною теорією та результатами розрахунку в програмі Vista CPD були проаналізовані та обрані геометричні розміри та кінематичні параметри насоса. Загальний ККД насоса на попередньому етапі проектування сягає 50 %. На другому етапі вирішується пряма задача комп'ютерного 3D моделювання у програмному середовищі Ansys CFX – визначення гідродинамічних та енергетичних характеристик насоса. У роботі представлено результати чисельного дослідження трьох варіантів робочого колеса насоса, які використовуються для прогнозування режиму ефективної роботи відцентрового насоса.

Ключові слова: нафтова сировина, відцентровий насос, робоче колесо, чисельне моделювання, система автоматичного проектування, CFD, Vista CPD, коефіцієнт корисної дії, k-ε модель турбулентності.

*N. SHEVCHENKO, D. LEBEDYNETS***MODIFICATION OF THE CENTRIFUGAL PUMP IMPELLER USING CAD**

Currently, during the design of hydraulic machines, specialized software is widely used. The work presents an overview of modern programs that use a system of automated design of centrifugal pumps. The modern approach to the design of centrifugal pumps is based on the joint solution of direct and inverse problems of the theory of the working process in hydraulic machines. The purpose of the work is to develop the impeller of a centrifugal sectional pump with the following parameters: a liquid volume of 6 m^3 per hour and a pressure of 140 m. The pump is used to supply crude oil to the recuperators of the small distillation unit SDU-20 of the oil refinery. In the sectional pump, it is possible to compose packages of impellers of various designs. The lack of publicly available geometric dimensions of the impeller of a centrifugal sectional pump for the required parameters makes it difficult to choose an effective mode of operation. Therefore, the task of designing and researching the impellers of the VNS type pump using CAD in the ANSYS CFD software environment is relevant. The work uses the free academic version of ANSYS CFD. The work presents a description of the main stages of design and research of a centrifugal pump. The geometric dimensions and kinematic parameters of the pump were analyzed and selected according to the jet classical theory and calculation results in the Vista CPD program. The overall efficiency of the pump at the preliminary design stage reaches 50 %. At the second stage, the direct task of computer 3D modeling in the Ansys CFX software environment is solved. Determination of the hydrodynamic and energy characteristics of the pump is carried out. The paper presents the results of a numerical study of three variants of the pump impeller, which are used to predict the mode of efficient operation of a centrifugal pump.

Keywords: crude oil, centrifugal pump, impeller, numerical simulation, automatic design system, CFD, Vista CPD, efficiency, k-ε turbulence model.

Вступ. Сучасний підхід до проектування проточних частин гідромашин ґрунтується на спільному вирішенні прямих і зворотних задач теорії робочого процесу. У монографії [1] викладено основні методи дослідження робочого процесу лопатевих гідромашин на основі різних підходів до моделювання технічних об'єктів. Розглянуто питання проектування гідромашин, а також шляхи їх вирішення за допомогою сучасних пакетів прикладних програм.

На сьогодні при проектуванні гідравлічних машин широко використовується спеціалізоване програмне забезпечення. Застосування числових методів проектування дає можливість значно зменшити час розробки і покращити якість проектування проточних частин насосів. У роботі [2] надано приклади та аналіз сучасних програмних комплексів, які використовуються для розрахунку просторової течії в проточних частинах гідромашин.

Українськими науковцями Інституту проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного розроблено програмний комплекс моделювання IPMFlow. Результати досліджень просторової течії рідини в

проточних частинах гідромашин наведено у роботах [3, 4]. У роботі [4] проаналізовано сучасний підхід до оптимізації характеристик гідромашин та визначення цільових параметрів оптимізації.

Слід відзначити, що попереднє проектування є важливим першим кроком у проектуванні будь-якої гідромашини. Використання попереднього 1D та 2D проектування насоса та подальше використання потужнішого комп'ютерного моделювання в системі CFD ефективно доповнюють один одного в процесі проектування гідромашин.

Так, наприклад, у середовищі програмного забезпечення AxSTREAM® в рамках дослідницької роботи можна виконувати чисельні зворотну та пряму задачі. У роботі [5] надано приклад використання програмного AxSTREAM® у навчальному процесі кафедри «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури» НТУ «ХПІ». А саме, проектування проточної частини відцентрового насоса та профілювання лопатей на задані умови; обчислення гідродинамічних параметрів спроектованого насоса у режимі Meanline mode та енергетичних характеристик насоса.

Однією з передових і найпопулярніших у спеціалістів в сфері автоматизованих інженерних розрахунків є універсальна програмна система ANSYS. Згідно [6–8] у середовищі *Ansys Workbench* існує пакет програмних додатків і функцій для проектування гідромашин, який дозволяє оптимально розробити геометрію відцентрового насоса і провести аналіз поведінки потоку в насосі. Програмний модуль *Ansys Vista CPD* (*Centrifugal Pumps Design*) використовується для експрес-аналізу характеристик течії в проточній частині відцентрового насоса шляхом розв'язання в меридіональній площині двовимірних рівнянь Ейлера, середніх в окружному напрямку. *Ansys VistaCPD* – це 2D-рішальник, що є перехідною ланкою між початковим 1D-проекуванням по середній лінії та 3D CFD-аналізом.

Розрахунок в *Ansys Vista CPD* дозволяє в стислий термін розглянути безліч варіантів конструкції та внести необхідні корективи в геометричну модель на початкових етапах проектування.

Передача 3D-геометрії виконується через *Ansys BladeModeler*. Побудова розрахункової моделі виконується в програмному середовищі *Ansys CFX-Pre*. Надалі система дозволяє автоматичне створення звіту та візуалізацію результатів розрахунку за допомогою *Ansys CFD-Post*.

Задачі досліджень з використанням сучасних методів комп'ютерного моделювання є актуальними. Особливістю роботи є використання вільного програмного забезпечення – *ANSYS Student*.

Метою роботи є розробка робочого колеса відцентрового насоса ВНС 6/140 за допомогою систем автоматизованого проектування у програмному середовищі ANSYS CFD. Насоси цього типу – відцентрові, горизонтальні, секційні, однокорпусні, багатоступінчасті, з одностороннім розташуванням робочих коліс, з автоматичним розвантаженням осьового зусилля ротора, гідравлічною п'ятою, з підшипниками ковзання, з приводом від електродвигуна. За посиланнями [9, 10] проведено огляд енергетичних характеристик та конструкцій багатоступеневого відцентрового насоса для заданих параметрів подачі 4–3 м³/год для створення напору 140–180 м. Насос ВНС 6/140 використовується для подачі нафтової сировини в рекуператори малої дистиляційної установки МДУ-20 мінінафтопереробного заводу. Наявність у відкритому доступі тільки габаритних параметрів насосів типу ВНС на потрібні параметри ускладнює розробку робочих коліс, тому було прийнято рішення провести розробку насоса за наступним алгоритмом:

1. Провести попередній проектувальний розрахунок меридіанного перерізу відцентрового насоса за класичною методикою А. А. Ломакіна.

2. За отриманими даними провести наближений розрахунок геометричних характеристик відцентрового насоса у додатку *VistaCPD*.

3. Провести чисельне моделювання гідродинамічних параметрів декілька варіантів робочого колеса (РК).

У роботі [11] проведено чисельні дослідження

відцентрового насоса (розрахункові параметри: об'єм 100 м³/год, напір 18 м, швидкість обертання 1480 хв⁻¹). Після огляду поля течії в моделі насоса проведено деякі геометричні модифікації, такі як діаметри робочого колеса на вході та виході, кути входу та виходу лопаті, кут огинання лопаті, товщина лопаті, ширина входу та виходу лопаті. Експериментальні дослідження були реалізовані для нового насоса.

У роботі [12] було проведено чисельне дослідження відцентрового насоса на параметри: витрата рідини 120 м³/год та напір 20 м. У роботі розроблено та оптимізовано проточна частина відцентрового насоса за допомогою 4-х модулів програмного забезпечення: ANSYS Vista, ANSYS DesignModeler, програмне забезпечення для оптимізації поверхні відлика і ANSYS CFD.

У роботі [13] надано приклад проектування та дослідження відцентрового компресора за допомогою системи автоматизованого проектування *Ansys VistaCCD*.

Опис основних етапів проектування та дослідження відцентрового насоса. Основні етапи САПР відцентрового насоса зображено на рис. 1.

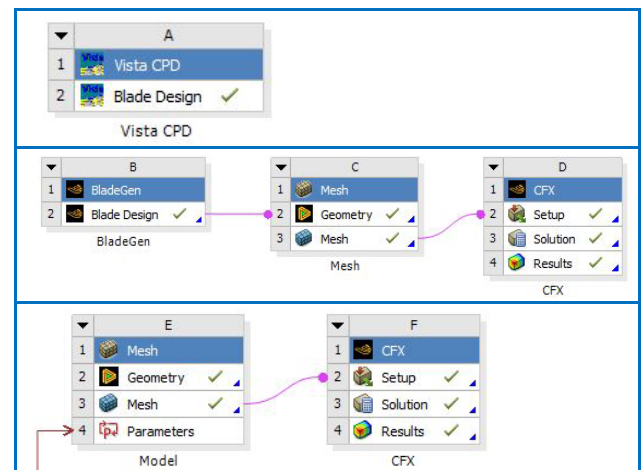


Рис. 1. Схема блоків CFD «ANSYS» для САПР відцентрового насоса

Блок А – попереднє проектування РК та спіральної камери насоса на задані параметри.

Блок В – можливість редагування геометричних параметрів лопаті та меридіональної проекції, числа лопатей та інші.

Блок С – автоматизований процес передачі геометрії твердотільної моделі РК та побудова розрахункової сітки.

Блок Д – побудова математичної моделі, чисельне рішення та візуалізація та оформлення результату гідродинамічних розрахунків.

Блок Е – автоматизований процес передачі геометрії твердотільної моделі спіральної камери та побудова розрахункової сітки.

Блок F – побудова математичної моделі, чисельне рішення та візуалізація та оформлення результату гідродинамічних розрахунків у спіральної камери насоса.

Результати проектування відводу ВНС у роботі

не надано.

Визначення основних параметрів насоса у додатку Vista CPD. Основні вихідні параметри насоса задаються у блоку А, додатка Vista CPD. Це: швидкість обертання РК 3000 хв^{-1} ; витрата $6 \text{ м}^3/\text{год}$; потрібний напір насоса – 140 м . Максимальне число ступенів – 8 . Швидкохідність насоса $n_s = 50 \text{ хв}^{-1}$. У секційному насосі ВНС використовують кілька модифікацій РК закритого типу.

Робоче колесо характеризується такими геометричними параметрами: діаметром входу D_0 потоку рідини в колесо, діаметрами входу D_1 і виходу D_2 з лопатки, діаметрами валу d_v і ступиці $d_{ст}$, довжиною ступиці $l_{ст}$, шириною лопатки на вході b_1 і виході b_2 . За умовами виконання міцності обрано діаметр валу багатоступеневого насоса – 25 мм . Прийнято умови осьового входу у перший ступень насоса. У роботі за струменевою класичною теорією [13] та результатами програмного середовища Vista CPD проаналізовано та обрано геометричні, кінематичні параметри насоса. Побудова меридіонального проєкції колеса проводиться виходячи з досвіду, накопиченого при обробці та доведенні насосів. Загальний ККД насоса приблизно досягає 60% .

На рис. 2 та 3 надано приклад чисельних результатів та ескиз РК відцентрового насоса. Є можливість розрахунків 2D-геометрії відводу спірального.

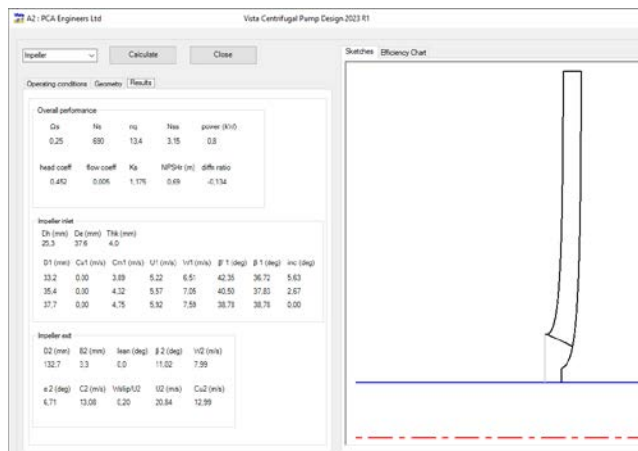


Рис. 2. Додаток Vista CPD – до побудови геометрії РК

Побудова геометрії тривимірної моделі рідини та сіткової моделі. У додатку «Vista CPD» є можливість створення, редагування та імпортування тривимірної розрахункової моделі рідини. У роботі проведено дослідження декілька модифікацій робочого колеса: зміна кількості лопатей, розподіл товщини лопаті, кутів на кромках. У процесі проектування є можливість слідкувати за розподілом кутів вздовж лінії струму, та інші. На рис. 3 надано інтерфейси модулів BladeGen, DesingModeler додатка «Vista CPD».

Математична модель та граничні умови. Для математичного моделювання (ММ) турбулентної течії у проточній частині ЕВН використовуємо систему рівнянь нерозривності, рівняння Нав'є-Стокса

осереднені за Рейнольдсом та систему рівнянь для k-ε моделі турбулентності [1, 3].

Для чисельної реалізації ММ у задачах гідродинаміки необхідно створити сіткову модель та подрібнити сітку поблизу твердих стінок, внаслідок наявності прикордонних шарів й особливостей гідродинаміки в них. Велике значення на збіжність і якість розрахунку мають розміри сітки та призматичних шарів в зоні приграничного шару поблизу стінок.

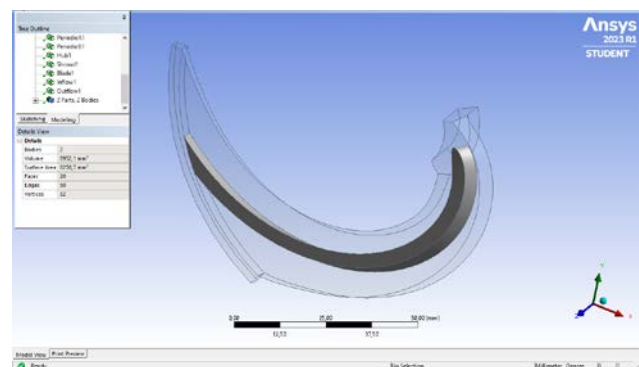
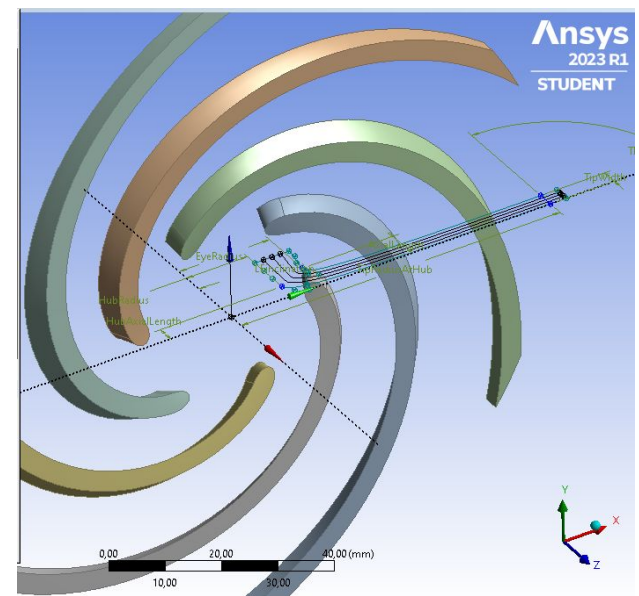
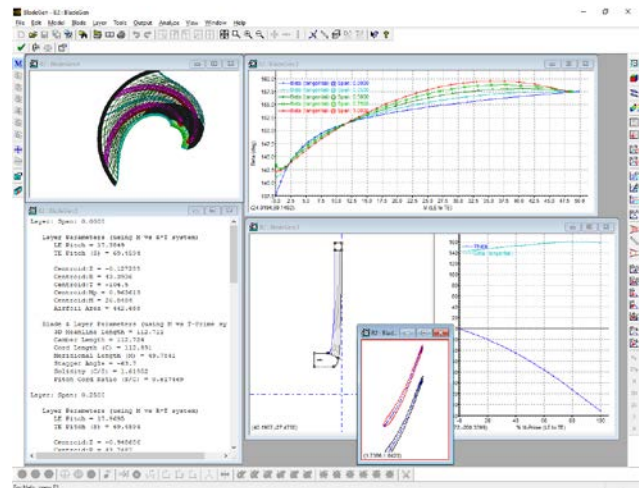


Рис. 3. Інтерфейси модулів BladeGen, DesingModeler та імпортування 1/6 частини тривимірної розрахункової моделі РК

У роботі використовується студентська версія програми ANSYS з обмеженнями в кількості осередків сітки – 500 тис.

Після роботи у редакторі Mesh (Блок D) переходимо до наступного етапу CFX Pre – Блок F. Після запуску Setup із всіх тривимірних об'єктів сітки автоматично створюється домен за назвою Default Domain. Із всіх двовимірних областей для кожного домену автоматично створюються границі під назву Default Domain Default.

Задаємо ММ та граничні умови для розрахункових зон, див. рис. 4. Для побудови моделі течії у робочому колесі, по-перше, обирається тип машини «Pump» (насос). Далі вказується тип розрахункових областей. Для робочого колеса – «Rotating», $n = 3000 \text{ хв}^{-1}$; для спірального відводу – «Stationary». Тип робочого середовища – «Water»; модель турбулентності – стандартна k-ε.

В якості граничної умови на вході в розрахунковий канал задавався масова витрата в кг/с. Розрахунок проводився для робочого діапазону роботи насоса: $0,75Q_{\text{опт}} < Q_{\text{опт}} < 1,25Q_{\text{опт}}$. Задано наступні граничні умови:

- на поверхні лопаті Blade 1 задавалася швидкість обертання РК, що дорівнює швидкості обертання валу 3000 хв^{-1} ;
- на нерухомих поверхнях РК (Blade, Hub, Shroud) задається умова «No Slip Wall» – швидкість дорівнює нулю;
- на вході у канал робочого колеса «Inlet» – задається масова витрата на один сектор РК (число лопатей $z = 6$). Наприклад, $G = 0,25 \text{ кг/с}$, що дорівнює режиму насоса $Q = 5,4 \text{ м}^3/\text{год}$;
- на виході розрахункового каналу «Outlet» – надлишковий тиск – 0;
- на періодичних поверхнях «Periodic 1 Side» та «Periodic 1 Side 2» – умови періодичності.

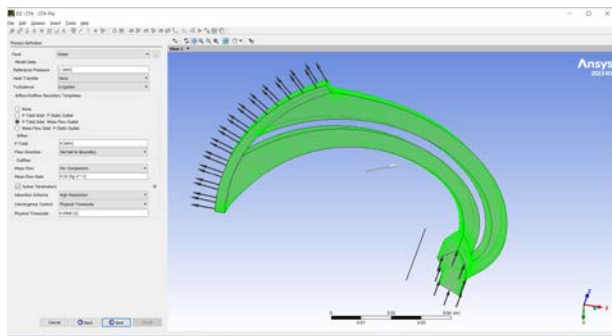


Рис. 4. До завдання граничних умови у розрахунковій зоні РК насоса

Результати дослідження. У роботі досліджено три варіанти робочого колеса насоса:

- В-0** – базовий – $D_2 = 0,132 \text{ м}$;
- В-1** – підрізка колеса $D_2 = 0,12 \text{ м}$, коса кромка;
- В-2** – підрізка колеса та зміна розташування вхідної кромки РК.

Базовий варіант. На рис. 5 наведено розрахункові характеристики РК відцентрового насоса для базового варіанту В-0.

Далі надано порівняльні візуальні результати

чисельних розрахунків для базової моделі РК: розподіл швидкості C_m (рис. 6) та розподіл тиску вздовж лопаті – рис. 7 для 2-х режимів роботи насоса: $Q = 1,5 \text{ л/с}$ та $Q = 2,1 \text{ л/с}$.

Режим $Q = 1,5 \text{ л/с} = 5,4 \text{ м}^3/\text{год}$ – відповідає оптимальної зоні робочих характеристик дослідженого багатоступеневого насоса НВС 6-140.

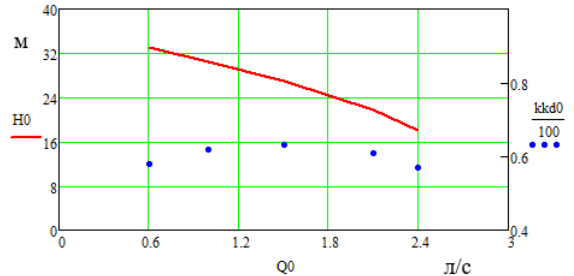


Рис. 5. Розрахункові характеристики РК. Базовий варіант В-0: -- $H = f(Q)$; °° – ККД = $f(Q)$

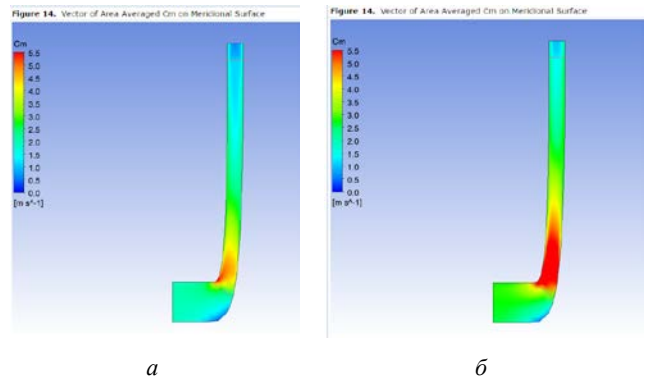


Рис. 6. Візуалізація течії у меридіональному перетині каналу РК (базовий варіант В-0) для двох режимів: а – $Q = 1,5 \text{ л/с}$; б – $Q = 2,1 \text{ л/с}$

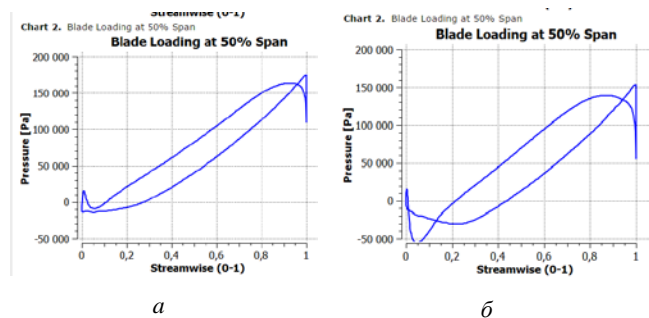


Рис. 7. Чисельні результати розподілу тиску вздовж лопаті (базовий варіант В-0) для двох режимів: а – $Q = 1,5 \text{ л/с}$; б – $Q = 2,1 \text{ л/с}$

Далі проведено модифікацію РК.

Варіант В-1. Проведено модифікацію базового варіанту В-0 – підрізування робочого колеса РК:

- підрізка робочого колеса РК $D_2 = 120 \text{ мм}$;
- зміна товщини лопаті.

На рис. 8 надано геометричні параметри варіанту В-1 у середовищі.

Варіант В-2. На рис. 9 представлено варіант В-2 – зміна кромки РК.

В табл. 1 надано чисельні результати основних параметрів насоса – напір та ККД. Розрахунки

проведено для двох режимів – $Q = 1,5$ та $Q = 2,1$ л/с та для 2-х варіантів товщини лопаті (4 мм та 2 мм).

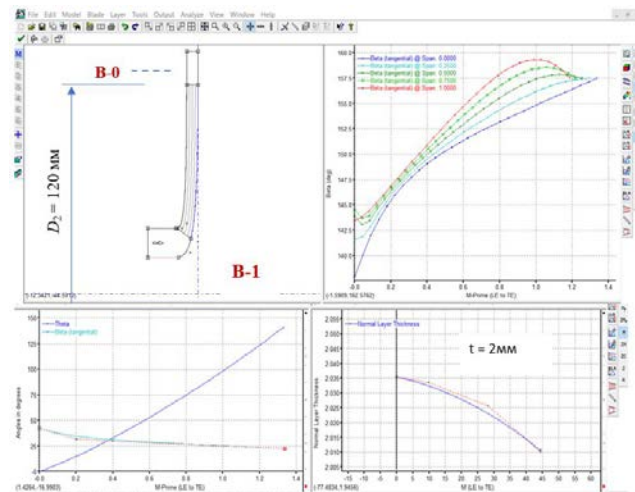


Рис. 8. Базовий варіант B-0 та його модифікація B-1

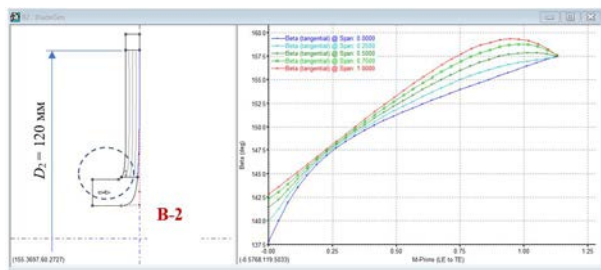


Рис. 9. Модифікація базового варіанту РК: B-2

Таблиця 1 – Зведені результати розрахунків модифікованих РК

Варіант	B-0	B-1		B-2	
t , мм	4	4	2	4	2
H , м	26/18	21,1/16,7	21,8/17,9	24,5/21,8	24,6/22,1
ККД, %	62/61	61,7/60,2	62,8/61,9	64,1/65	64,2/65,2
Q , л/с	1,5/2,1	1,5/2,1	1,5/2,1	1,5/2,1	1,5/2,1

На рис. 10 представлено візуалізація результатів розрахунку РК для варіанту B-2 (прийнято: товщина лопаті на виході $t = 2$ мм; оптимальний режим $Q = 1,5$ л/с).

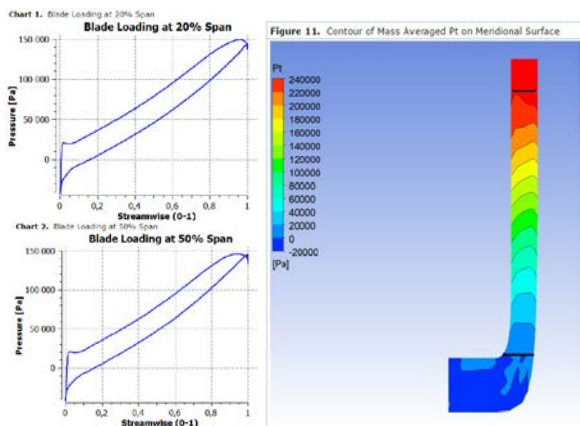


Рис. 10. Розподіл тиску вздовж профіля та у меридіональному перетині РК для варіанту B-2

Висновки. Дослідження проведено на основі проектування проточної частини робочого колеса відцентрового насоса за допомогою системи автоматизованого проектування Ansys Vista CPD.

За струминною класичною теорією та результатами розрахунку в програмі Vista CPD були проаналізовані та обрані геометричні розміри та кінематичні параметри насоса. Загальний ККД насоса на попередньому етапі проектування сягає 50 %.

Гідравлічний ККД модифікованого робочого колеса насоса (варіант B-2) після другого етапу проектування збільшився на 2 %, відбулося невеличке зміщення характеристики у зону більших витрат.

Використання чисельних досліджень за допомогою програмних додатків Ansys дає можливість допрацювати геометрію насоса і покращити його первісні характеристики.

Список літератури

1. Дранковський В. Е., Миронов К. А., Тиньянова І. І., Рєзва К. С., Крупа Є. С., Кухтенков Ю. М. *Математичне моделювання робочого процесу гідромашин: монографія*. Харків: НТУ «ХПІ», 2022. 406 с. URL: http://repository.kpi.kharkov.ua/bitstream/KhPI-Press/56895/1/Monograph_2022_Drankovskyi_Matematychne_mod_elivvannia.pdf (дата звернення: 26.07.2023).
2. Krupa Y., Demchuk R., Volobuiev A., Kis S. Comparative analysis of software systems for hydraulic turbine flow simulation. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv: NTU "KhPI". 2023. No. 1. P. 49–55. doi: 10.20998/2411-3441.2023.1.08
3. Русанов А. В., Гнесін В. І., Хорев О. М., Жандковскі Р., Колодяжна Л. В., Косьянова А. І., Косьянов Д. Ю., Пашенко Н. В., Русанов Р. А., Сухорєбрий П. М., Чугай М. О. *Науково-технічні основи моделювання і проектування проточних частин енергетичних турбоустановок* / ред. Русанов А. В. Харків: Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного, 2019. 384 с.
4. Русанов А. В., Суботін В. Г., Хорев О. М., Биков Ю. А., Коротаєв П. О., Агібалов Є. С. Влиян просторової форми лопатей робочих коліс насос-турбіни на характеристики потоку в турбінному режимі. *Journal of Mechanical Engineering*. 2022. Vol. 25, no. 4. URL: https://journal-me.com/wp-content/uploads/2023/01/2022_4_1_ukr.pdf (дата звернення: 26.07.2023).
5. Шевченко Н. Г., Іващенко В. Ю., Рублевський С. Ю., Загора О. О. Проектування відцентрового насоса за допомогою програмного забезпечення AxSTREAM®. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv: NTU "KhPI". 2022. No. 1. P. 72–77. doi: 10.20998/2411-3441.2022.1.11
6. VistaTM CPD – centrifugal and mixed-flow pump preliminary design. URL: https://www.pcaeng.co.uk/content/uploads/Factsheet_No.6_vista_cpd_highres.pdf (дата звернення: 28.07.2023).
7. Ansys Student – Free Software Download. URL: <https://www.ansys.com/academic/students/ansys-student> (дата звернення: 28.07.2023).
8. ANSYS CFX Tutorials 2021. URL: <https://studylib.net/doc/25536336/ansys-cfx-tutorials-2021-r1> (дата звернення: 30.05.2023).
9. *Насосу. Промислова група Gidromash*. URL: https://gidromash.ua/ru/prom/mnogostupenchatie_gorizontalnie_nasosi/cnsg_1cnsg_acnsg/mnogostup_cnsg_1cnsg_acnsg.html (дата звернення: 26.07.2023).
10. СЛЕМЗ. *Каталог*. URL: <https://konsolnik.com.ua/nasosy-sektsionnyie-tsns-tsns/> (дата звернення: 27.07.2023).
11. Kocaaslan O., Ozgoren M., Aksoy M. H., Babayigit O. Experimental and Numerical Investigation of Coating Effect on Pump Impeller and Volute. *Journal of Applied Fluid Mechanics*. 2016. Vol. 9, no. 5. P. 2475–2487. doi: 10.18869/acadpub.jafm.68.236.25094
12. Alawadhi K., Alzuwayer B., Mohammad T. A., Buhemdi M. H.

- Design and Optimization of A Centrifugal Pump for Slurry Transport Using Response Surface Method. *Machines*. 2021. Vol. 9, no. 60. doi: 10.3390/machines9030060
- Роговий А. С., Азаров А. С., Демчук Р. М. Удосконалення характеристик робочого колеса високонапірного відцентрового компресора проектуванням за допомогою САПР. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv: NTU "KhPI". 2023. No. 1. P. 25–30. doi: 10.20998/2411-3441.2023.1.04
 - Ржебасва Н. К., Ржебасв Е. Є. *Розрахунок і конструювання відцентрових насосів*. Суми: СумДУ, 2009. 220 с.
- References (transliterated)**
- Drankov'skyi V. E., Myronov K. A., Tyn'yanova I. I., Ryezva K. S., Krupa Ye. S., Kukhtenkov Yu. M. Matematychnе modelyuvannya robochoho protsesu hidromashyn: monohrafiya [Mathematical modelling of the hydraulic machine workflow]. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2022. 406 p. Available at: http://repository.kpi.kharkov.ua/bitstream/KhPI-Press/56895/1/Monograph_2022_Drankovskiy_Matematychnе_modeliuvannya.pdf (accessed 26.07.2023).
 - Krupa Y., Demchuk R., Volobuiev A., Kis S. Comparative analysis of software systems for hydraulic turbine flow simulation. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2023, no. 1, pp. 49–55. doi: 10.20998/2411-3441.2023.1.08
 - Rusanov A. V., Hnesin V. I., Khoryev O. M., Zhandkovski R., Kolodyazhna L. V., Kos'yanova A. I., Kos'yanov D. Yu., Pashchenko N. V., Rusanov R. A., Sukhorebryy P. M., Chuhay M. O. *Naukovo-tehnichni osnovy modelyuvannya i proektuvannya protochnykh chastyn enerhetychnykh turboustanovok* [Scientific and technical basis of modeling and design of flow parts of power turbine installations]. Kharkiv, Instytut problem mashynobuduvannya im. A. M. Pidhornoho Publ., 2019. 384 p.
 - Rusanov A. V., Subotin V. H., Khoryev O. M., Bykov Yu. A., Korotayev P. O., Ahibalov Ye. S. Vlyv prostorovoyi formy lopatey robochykh kolis nasos-turbiny na kharakterystyky potoku v turbinnomu rezhymi [Effect of spatial shape of pump-turbine impeller blades on flow characteristics in turbine mode]. *Journal of Mechanical Engineering*. 2022, vol. 25, no. 4. Available at: https://journal-me.com/wp-content/uploads/2023/01/2022_4_1_ukr.pdf (accessed 26.07.2023).
 - Shevchenko N. H., Ivashchenko V. Yu., Rublevs'kyi Ye. Yu., Zakora O. O. Proektuvannya vidtsentrovoho nasosa za dopomohoyu proqramnoho zabezpechennya AxSTREAM® [Centrifugal pump design using AxSTREAM® software]. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2022, no. 1, pp. 72–77. doi: 10.20998/2411-3441.2022.1.11
 - Vista™ CPD – centrifugal and mixed-flow pump preliminary design. Available at: https://www.pcaeng.co.uk/content/uploads/Factsheet_No.6_vista_cpd_highres.pdf (accessed 28.07.2023).
 - Ansys Student – Free Software Download. Available at: <https://www.ansys.com/academic/students/ansys-student> (accessed 28.07.2023).
 - ANSYS CFX Tutorials 2021. Available at: <https://studylib.net/doc/25536336/ansys-cfx-tutorials-2021-r1> (accessed 30.05.2023).
 - Nasosy. Promyslova hrupa Gidromash [Pumps. Industrial group Gidromash]. Available at: https://gidromash.ua/ru/prom/mnogostupenchatie_gorizontalnie_nasosi/cnsg_1cnsg_acnsg/mnogostup_cnsg_1cnsg_acnsg.html (accessed 26.07.2023).
 - SLEMZ. Kataloh [SLEMZ. Catalogue]. Available at: <https://konsolnik.com.ua/nasosy-sektsionnye-tsns-tsns/> (accessed 27.07.2023).
 - Kocaaslan O., Ozgoren M., Aksoy M. H., Babayigit O. Experimental and Numerical Investigation of Coating Effect on Pump Impeller and Volute. *Journal of Applied Fluid Mechanics*. 2016, vol. 9, no. 5, pp. 2475–2487. doi: 10.18869/acadpub.jafm.68.236.25094
 - Alawadhi K., Alzuwayer B., Mohammad T. A., Buhemdi M. H. Design and Optimization of A Centrifugal Pump for Slurry Transport Using Response Surface Method. *Machines*. 2021, vol. 9, no. 60. doi: 10.3390/machines9030060
 - Rogovyi A. S., Azarov A. S., Demchuk R. M. Udosoknalennya kharakterystyk robochoho kola vysokonapimoho vidtsentrovoho kompresora proektuvannam za dopomohoyu SAPR [Improving characteristics of the impeller of a high-pressure centrifugal compressor by designing with the help of CAD]. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2023, no. 1, pp. 25–30. doi: 10.20998/2411-3441.2023.1.04
 - Rzhebeyeva N. K., Rzhebeyev E. Ye. *Rozrakhunok i konstruyuvannya vidtsentrovoykh nasosiv* [Calculation and design of centrifugal pumps]. Sumy, SumDU Publ., 2009. 220 p.

Надійшло (received) 15.11.2023

Відомості про авторів / About the Authors

Шевченко Наталія Григорівна (Shevchenko Nataliia) – 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: nataliia.shevchenko@kpi.edu.ua

Лебединець Денис Віталійович (Lebedynets Denys) – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», магістрант кафедри «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0009-0007-3344-3130>; e-mail: denys.lebedynets@mit.khpi.edu.ua

А. С. РОГОВИЙ, А. С. АЗАРОВ, О. Л. ШУДРИК, О. Б. ПАНАМАРЬОВА, Д. В. ЛЕБЕДИНЕЦЬ

ВАЛІДАЦІЯ ВІДКРИТОЇ БІБЛІОТЕКИ OPENFOAM ГІДРОТУРБІН ДЛЯ ВИСОКОНАПІРНОГО ВІДЦЕНТРОВОГО КОМПРЕСОРА

Спеціальний програмний модуль до OpenFoam додано достатньо давно, більш ніж 10 років тому, й достатньо велика кількість робіт присвячена його використанню для вирішення проблем турбінобудування. Неточності моделювання можуть виникати за збільшення швидкості до надзвукової течії. Метою роботи є валідація відкритої бібліотеки OpenFoam гідротурбін для розрахунку течії у високонапірному відцентровому компресорі та знаходження оптимальних за ККД та співвідношенням повних тисків параметрів та моделі розрахунку. Для числового розрахунку використано осереднення за Рейнольдсом рівнянь Нав'є-Стокса, що застосовані в CFD-бібліотеці OpenFoam v. 2212. В роботі для замикання рівнянь математичної моделі використано дві найбільш вживаних для подібних задач моделі турбулентності: k-ε модель та SST-модель. Моделювання здійснено за допомогою модифікованої версії солвера sonicFoam, який доступний у OpenFoam. Максимальна помилка розрахунку співвідношення повного тиску в робочій зоні для усіх моделей склала 3%. Усі моделі погано поводяться у зоні низьких витрат. Нахил усіх кривих відповідає експериментальній характеристиці. Розрахунок за моделями з дуже гарними сітками в середньому приводить до збільшеного на 2% співвідношення тисків. Використання OpenFoam дозволяє точно (максимальна похибка не перевищує 5%) прогнозувати інтегральні параметри високонапірного відцентрового компресора. Найбільш точно ККД прогнозує модель SST із використанням сіток більше ніж 2,56 млн. елементів, але такої кількості елементів не достатньо для якісного прогнозу характеристик компресора за малих витрат. У подальших дослідженнях раціонально використовувати сітки, що складаються щонайменше з 5 млн. елементів та використовувати SST-модель турбулентності.

Ключові слова: відцентровий компресор, математичне моделювання, числовий розрахунок, валідація, політропний ККД, тиск.

A. ROGOVYI, A. AZAROV, O. SHUDRYK, O. PANAMARIOVA, D. LEVEDYNETS

VALIDATION OF THE HYDRAULIC TURBINE OPENFOAM LIBRARY FOR A HIGH-PRESSURE CENTRIFUGAL COMPRESSOR

A special program module was added to OpenFoam more than 10 years ago, and a large number of studies have been devoted to its use for solving turbine engineering problems. Modeling inaccuracies can occur when the velocity is increased to supersonic flow. The aim of this work is to validate the OpenFoam open library of hydraulic turbines for the a high-pressure centrifugal compressor flow calculation and finding the parameters and calculation model that are optimal in terms of efficiency and total/total pressure ratio. For the numerical calculation, we used Reynolds averaging of the Navier-Stokes equations, which are used in the CFD library OpenFoam v. 2212. In this work, the two most commonly used turbulence models for such problems are used to close the equations of the mathematical model: the k-ε model and the Shear stress transport (SST) model. The simulation was performed using a modified version of the sonicFoam solver, which is available in OpenFoam. The maximum error in calculating the total pressure ratio in the working zone for all models was 3%. All models behave poorly in the low mass flow rate zone. The slope of all curves corresponds to the experimental characteristic. The calculation using the models with very fine meshes on average determines a 2% increase in the total-to-total pressure ratio. Using OpenFoam, the integrated parameters of a high-pressure centrifugal compressor can be predicted accurately (maximum error does not exceed 5%). The most accurate efficiency is predicted by the SST model using meshes of more than 2.56 million elements, but this number of elements is not enough to predict the compressor's performance at low flow rate zone. In further research, it is rational to use grids consisting of at least 5 million elements and use the SST turbulence model.

Keywords: centrifugal compressor, mathematical modelling, numerical solution, validation, polytropic efficiency, pressure.

Вступ. Сьогодні числові методи вирішення задач гідроаеродинаміки широко використовуються інженерами та науковцями для вирішення різноманітних задач течії рідин та газів [1]. Задачі, що можуть бути розв'язані за використання даних методів, все більше ускладнюються, але виникає проблема коректного використання математичних моделей та моделей турбулентності для певних класів задач [2, 3]. Найбільш розповсюджені комерційні пакети симуляції течії в турбомашинах, такі як Ansys CFX є валідованим програмним комплексом, що вже використано для вирішення великої кількості задач течії пари, газів та рідин, має обмеження для використання в наукових дослідженнях внаслідок існування граничної кількості елементів для студентської ліцензії [4, 5]. З іншої сторони, більш доступний студентам, аспірантам та науковцям програмний комплекс OpenFoam значно складніший та потребує постійної валідації створюваних модулів та підпрограм [6, 7]. Верифікація означеного відкритого програмного комплексу дозволить вирішувати задачі більш точно без обмеження

кількості використаних для сітки елементів та зменшити необхідність експериментальних досліджень для оптимізації турбін, насосів та компресорів [8, 9].

Аналіз останніх досліджень. Спеціальний програмний модуль до OpenFoam додано достатньо давно, більш ніж 10 років тому й достатньо велика кількість робіт присвячена його використанню для вирішення проблем турбомашин. Так, в роботах [10, 11] зазначено про успішність його використання для задач гідротурбінобудування для нестисливих рідин. Новий солвер multiple reference frame (MRF) та інтерфейси зв'язку були розроблені та додані до OpenFoam, після чого в роботі [12] виконано подальшу валідацію для відцентрових насосів. В роботі [13] наведено інформацію про використання солверу на основі тиску для моделювання сумісного теплообміну. В якості валідаційного прикладу було використано лопать NASA C3X Film, і було визначено гарне узгодження параметрів з експериментальними даними. В подальшому розроблено наближений розв'язувач Рімана [14] для надзвукових течій й

проведено його валідації для такого типу течій та у порівнянні з комерційними програмами [15, 16]. Зазначено, що результати отримані в Openfoam, можуть бути використані для моделювання надзвукових течій у турбомашинах [17]. Якісний розрахунок течії й особливо розподілів температур на лопатях турбін та компресорів дозволяє збільшити надійність машин та збільшити міжремонтні інтервали [18, 19].

Мета. Метою роботи є валідація відкритої бібліотеки OpenFoam гідротурбін для розрахунку течії у високонапірному відцентровому компресорі та знаходження оптимальних за ККД та співвідношенням повних тисків параметрів та моделі розрахунку.

Результати досліджень. Для числового розрахунку використано осереднення за Рейнольдсом рівнянь Нав'є-Стокса, що застосовані в CFD-бібліотеці OpenFoam v. 2212 [20]. Рівняння збереження маси, кількості руху та енергії:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \bar{\nabla} \cdot (\rho \bar{U}_{rel}) = 0; \quad (1)$$

$$\frac{\partial (\rho \bar{U})}{\partial t} + \bar{\nabla} \cdot (\rho \bar{U}_{rel} \bar{U}) + \rho (\bar{\Omega} \times \bar{U}) = -\bar{\nabla} p + \bar{\nabla} \cdot \tau; \quad (2)$$

$$\frac{\partial (\rho E)}{\partial t} + \bar{\nabla} \cdot (\rho \bar{U}_{rel} E) = -\bar{\nabla} p \cdot \bar{U} + \tau : (\bar{\nabla} \bar{U}) + \bar{\nabla} \cdot (k_{eff} \bar{\nabla} T) \quad (3)$$

де ρ – густина; p – тиск; \bar{U} – абсолютна швидкість; яка пов'язана з відносною швидкістю \bar{U}_{rel} та з кутовою швидкістю обертання домену $\bar{\Omega}$ наступним рівнянням:

$$\bar{U}_{rel} = \bar{U} - \bar{\Omega} \times \bar{r}. \quad (4)$$

Два додаткові члени у правій частині рівняння кількості руху враховують прискорення Кориоліса внаслідок обертання та відцентрову силу. Тензор напружень зсуву має вигляд:

$$\tau = \mu_{eff} \left[S - \frac{2}{3} (\bar{\nabla} \cdot \bar{U}) I \right], \quad (5)$$

де $S = \bar{\nabla} \bar{U} + \bar{\nabla} \bar{U}^T$. Ефективна в'язкість та ефективна теплопровідність є сумою молекулярних та турбулентних:

$$\mu_{eff} = \mu + \mu_t, \quad k_{eff} = k + k_t. \quad (6)$$

Повна енергія E може бути виражена як

$$E = c_v T + \frac{1}{2} |\bar{U}|^2. \quad (7)$$

Цю систему рівнянь можна розв'язати для всієї області. В інерціальній системі відліку рівняння можна перетворити до оригінального вигляду, задавши кутову швидкість $\bar{\Omega} = 0$ [21].

В роботі для замикання рівнянь математичної

моделі використано дві найбільш вживаних для подібних задач моделі турбулентності [22]: k - ϵ модель [23] та k - ω SST-модель [24].

Під час моделювання в якості робочого середовища обрано повітря як ідеальний газ, а умови течії вважалися стаціонарними. Оскільки для прискорення обчислень використовувався псевдонестаціонарний розрахунок з певним кроком за часом для прискорення симуляції, розрахунок закінчувався після досягнення постійних значень нев'язань та витрати в компресорі. Осциляції параметрів течії вказують на можливі нестабільні робочі точки за певних характеристик потоку. Така ситуація особливо характерна для малих масових витрат у поєднанні з високим співвідношенням тисків, коли можливий помпаж призводить до тимчасових коливань масового потоку. Це може призвести до повної зупинки роботи компресора. Ці нестабільні коливання не можуть бути вирішені за допомогою моделі, представленої в даній статті.

Для моделювання обертання колеса компресора використано підхід MRF. В цьому підході область поділяється на стаціонарну та обертову області. В області обертання додаткові члени в рівняннях моделюють вплив рухомого ротора. Підхід MRF не враховує відносний рух рухомої зони відносно сусідніх зон, наприклад, сітка залишається фіксованою [25].

Моделювання здійснено за допомогою модифікованої версії солвера sonicFoam, який доступний у OpenFoam. Це солвер для стисливої рідини для до- та надзвукових течій, що ґрунтується на визначенні тиску. Як розширення, було реалізовано підхід MRF. За замовчуванням рівняння енергії у sonicFoam базується на внутрішній енергії. Однак ця форма не підходить для високошвидкісних течій. З цієї причини вирішувалося рівняння повної енергії (3). Збіжність розв'язку оцінюється за допомогою декількох контрольних точок по всій області. Крім того, контролювалася масова витрата на вході в компресор.

У рівняннях (1)–(7) дискретизація конвективних членів виконана за допомогою лінійної інтерполяції другого порядку (upwind) для \bar{U} , E . Градієнти дискретизувалися за допомогою центральної різницевої схеми. Інтегрування за часом для локального кроку за часом виконується з використанням неявної схеми Ейлера першого порядку.

Співвідношення повних тисків, втрати та політропний ККД оцінювалися для порівняння експериментальних даних та результатів моделювання. Вони визначаються наступним чином:

$$\pi^* = \frac{P_{out}^*}{P_{in}^*}; \quad \eta^* = \frac{\ln(\pi^*)}{\ln(T_{out}^*/T_{in}^*)} \frac{k-1}{k}; \quad \zeta = \frac{\Delta p^*}{0,5\rho \bar{V}^2}, \quad (8)$$

де P_{out}^* , P_{in}^* – повні тиски на виході та вході компресора; T_{out}^* , T_{in}^* – повні температури газу на виході та вході компресора; $k = 1,4$ – показник

адіабати; Δp^* – втрати повного тиску.

В розрахунку використано секторний підхід за якого ротор мав кутовий розмір $25,7^\circ$, лопатевий дифузор – 20° (виділено синім кольором на рис. 1). Компресор має вихідний діаметр робочого колеса 240 мм, кутову швидкість обертання 207500 хв^{-1} . Число лопатей напрямного апарату, що обертається – 14, число лопатей робочого колеса – 28, число лопатей лопатевого дифузора – 18.

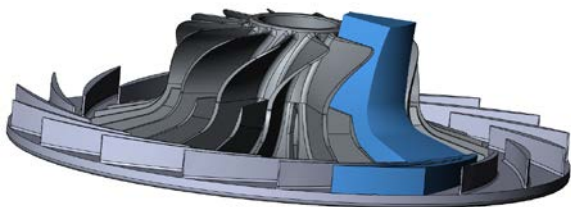


Рис. 1. Розрахункова модель високо напірного відцентрового компресора

Інтерфейс між статичним доменом лопатевого дифузора та доменом ротора, що обертається, визначено як Frozen Rotor [22]. Сіткові розбиття використані для валідації розрахунку наведено в табл. 1.

Таблиця 1 – Розмір сіток розрахункових доменів компресора

Сітковий регіон	Кількість елементів $\times 10^6$			
	Груба	Стандартна	Гарна	Дуже гарна
Робоче колесо	0,3	0,83	2,0	4,3
Дифузор	0,14	0,24	0,56	1,3
Разом	0,44	1,07	2,56	5,6

Граничні умови: вхід до робочого колеса – повний тиск величиною 0 Па та повна температура гальмування величиною 288 К. На виході задавалася масова витрата різної величини для отримання характеристики компресора. Для інших змінних на виході використовувалися граничні умови з нульовим градієнтом. Стінки вважалися нековзними та адіабатичними. Шорсткістю поверхні нехтували. Оскільки інформація про турбулентні умови на вході під час експериментальних досліджень не фіксувалася, то інтенсивність турбулентності на вході задавалася рівною 5 %.

Результати розрахунку співвідношення повних тисків для сіток різного розміру та використання різних моделей турбулентності у порівнянні з експериментальними даними наведено на рис. 2. Найменшу похибку можна спостерігати за використанням SST моделі турбулентності в зоні робочої точки.

Максимальна помилка розрахунку співвідношення повного тиску в робочій зоні для усіх моделей склала 3 % (рис. 2). Усі моделі погано поведуться у зоні низьких витрат. Нахил усіх кривих відповідає експериментальній характеристиці. Розрахунок за моделями з дуже гарними сітками в середньому визначає збільшене на 2 % співвідношення тисків. Для інших моделей

спостерігається зворотна картина – зменшене на 3 % співвідношення тисків. Однією з причин розбіжностей є алгоритм на основі тиску в запропонованому солвері. Цей метод призводить до помилок, коли потік наближається до надзвукових умов, що можуть виникати внаслідок відривання рідини від стінок лопатей. Ця причина може приводити до значних помилок розрахунку характеристики за k-ε моделлю у зоні малих витрат. Втрати за цих умов не враховуються належним чином. Використання солвера на основі густини, який було протестовано на тестовому прикладі Radiver [26], показав дещо кращі результати порівняно з представленим солвером. Однак, представлений компресор працює в дозвукових умовах, що робить застосовним представлений у даному дослідженні солвер.

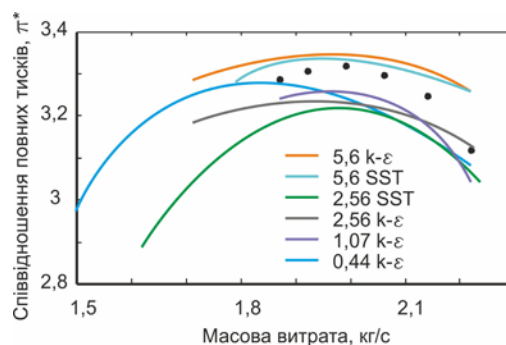


Рис. 2. Співвідношення повних тисків для різних сіток та моделей турбулентності

На рис. 3 представлено порівняння політропного ККД розрахованого за різних сіток та моделей турбулентності з експериментальними даними. Нахил усіх кривих відповідає експериментальній кривій. Максимальна похибка визначення ККД у робочому діапазоні компресора не перевищує 4 %. Найбільш точно ККД прогнозує модель SST із використанням сіток більше ніж 2,56 млн. елементів, але такої кількості елементів не достатньо якісно прогнозувати характеристику компресора за малих витрат. Таким чином, у подальших дослідженнях раціонально використовувати сітки, що складаються щонайменше з 5 млн. елементів та використовувати SST-модель турбулентності. Використання OpenFoam дозволяє точно (максимальна похибка не перевищує 5 %) прогнозувати інтегральні параметри високонапірного відцентрового компресора.

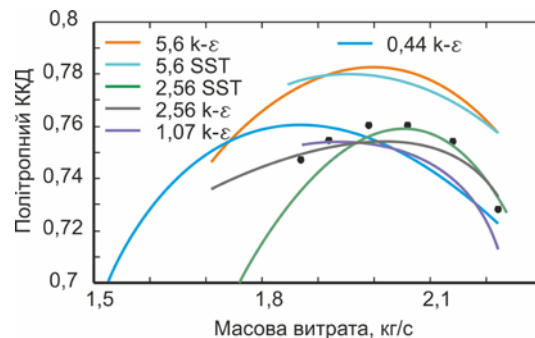


Рис. 3. Політропний ККД для різних сіток та моделей турбулентності

Висновки. В роботі проведено валідацію відкритої бібліотеки OpenFoam гідротурбін для розрахунку течії у високоапірному відцентровому компресорі. Використання OpenFoam дозволяє точно (максимальна похибка не перевищує 5 %) прогнозувати інтегральні параметри високоапірного відцентрового компресора.

Найбільш точно ККД прогнозує модель SST із використанням сіток більше ніж 2,56 млн. елементів, але такої кількості елементів не достатньо для якісного прогнозування характеристики компресора в зоні малих витрат. У подальших дослідженнях раціонально використовувати сітки, що складаються щонайменше з 5 млн. елементів та використовувати SST-модель турбулентності.

Максимальна помилка розрахунку співвідношення повного тиску в робочій зоні для усіх моделей склала 3 %. Усі моделі погано поведуться у зоні малих витрат. Нахил усіх кривих відповідає експериментальній характеристиці. Розрахунок за моделями з дуже гарними сітками в середньому визначає збільшене на 2 % співвідношення тисків.

Список літератури

1. Роговий А. С., Азаров А. С., Демчук Р. М. Удосконалення характеристик робочого колеса високоапірного відцентрового компресора проектуванням за допомогою САПР. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units.* Kharkiv: NTU "KhPI". 2023. No. 1. P. 25–30. doi: 10.20998/2411-3441.2023.1.04
2. Роговий А. С. *Розробка теорії та методів розрахунку вихорокамерних нагнітачів: дис. ... д-ра техн. наук: 05.05.17.* Харків, 2017. 364 с.
3. 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
4. Rogovyi A., Shudryk O., Tulska A., Basova Y., Rezvaya K., Makarov V., Machado J. Using modern mechanical design methods for determining the main characteristics of a cryogenic centrifugal pump. *International Journal of Mechatronics and Applied Mechanics.* 2023. Vol. 13. P. 198–208.
5. Шевченко Н. Г., Калюжний В. В., Андрієвська В. С. Чисельне моделювання течії технологічної рідини у трубах кольтюбінгової установки. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units.* Kharkiv: NTU "KhPI". 2023. No. 1. P. 60–65. doi: 10.20998/2411-3441.2023.1.10
6. Heinrich M., Schwarze R. Simulation of the compressor stage of a turbocharger: validation of the Open Source Library OPENFOAM. *Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air.* 2013. Vol. 55232. P. V06BT37A010.
7. Adam J., Heinrich M., Schwarze R. Influence of different design parameters on side channel compressor performance. *Forschung im Ingenieurwesen.* 2022. Vol. 86. P. 819–827.
8. Krupa E., Rezvaya K., Makarov V. Parameter Estimation of Hydraulic Equipment of Hydro-Electric Power Station Based on Numerical Simulation of the Spatial Flow. *Conf. Proc. 2021 IEEE 2nd KhPI Week on Advanced Technology (KhPIWeek) (13–17 September 2021, Kharkiv, Ukraine).* Kharkiv, 2021. P. 681–685.
9. Kondus V., Pavlenko I., Kulikov O., Liaposhchenko O. Development of a High-Rotational Submersible Pump for Water Supply. *Water.* 2023. Vol. 15, no. 20. P. 3609. doi: 10.3390/w15203609
10. Page M., Beaudoin M., Giroux A. M. Steady-state capabilities for hydroturbines with OpenFOAM. *International Journal of Fluid Machinery and Systems.* 2011. Vol. 4, no. 1. P. 161–171.
11. Nilsson H. Evaluation of OpenFOAM for CFD of Turbulent Flow in Water Turbines. *Proc. 23rd IAHR Symposium (October 2006, Yokohama, Japan).* Yokohama, 2006. P. 1–9.
12. Petit O., Page M., Beaudoin M., Nilsson H. The ERCOFTAC centrifugal pump OpenFOAM case-study. *Proc. of the 3rd IAHR International Meeting of the Workgroup on Cavitation and Dynamic Problem in Hydraulic Machinery and Systems (14–16 October 2009, Brno, Czech Republic).* Brno, 2009. P. 14–16.
13. Mangani L., Cerutti M., Maritano M., Spel M. Conjugate heat transfer analysis of NASA C3X film cooled vane with an object-oriented CFD code. *Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air.* 2010. Vol. 4. P. 1805–1814.
14. Borm O., Kau H. P. Unsteady aerodynamics of a centrifugal compressor stage: Validation of two different CFD solvers. *Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air.* 2012. Vol. 8. P. 2753–2764.
15. Oliani S., Casari N., Carnevale M. ICSFoam: An OpenFOAM library for implicit coupled simulations of high-speed flows. *Computer Physics Communications.* 2023. Vol. 286. P. 108673.
16. Li Z. L., Lu X. G., Wu Y. F., Han G. Quantitative investigation of the turbulence model effect on high-pressure-ratio centrifugal compressor performance prediction. *International Communications in Heat and Mass Transfer.* 2023. Vol. 142. P. 106644.
17. Fan M., Dazin A., Bois G., Romanò F. Effect of inlet leakage flow on the instability in a radial vaneless diffuser. *Physics of Fluids.* 2023. Vol. 35, issue 1. P. 014105.
18. Фатєєва Н. М., Шевченко Н. Г., Фатєєв О. М. Надійність гідропневмоагрегатів металорізального устаткування. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units.* Kharkiv: NTU "KhPI". 2016. No. 41 (1213). P. 84–87.
19. Fatieieva N., Fatyeyev O., Ponomarov V. Advantages of using hydraulic equipment of modular mounting in the modernization of machine hydrosystems. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units.* Kharkiv: NTU "KhPI". 2022. No. 1. P. 33–41.
20. OpenFOAM, 2022. *Version 2212.* URL: <http://www.openfoam.com> (дата звернення: 20.11.2023).
21. Chernetskaya-Beletskaya N., Rogovyi A., Baranov I., Krut A., Miroshnikova M., Bragin N. Increasing the efficiency of highly concentrated coal-water fuel based on the simulation of non-Newtonian fluid flow. *MATEC Web of Conferences.* 2019. Vol. 294. P. 01009.
22. Роговий А., Азаров А., Овчаров Є., Шудрик О., Толстий П. Картини течії газу у високоапірному відцентровому компресорі. *Вісник Нац. техн. ун-ту «ХПІ». Сер.: Машинознавство та САПР.* Харків: НТУ «ХПІ», 2023. № 1. С. 82–91.
23. De la Hoz J. S., Valencia G., Forero J. D. Reynolds Averaged Navier–Stokes Simulations of the Airflow in a Centrifugal Fan Using OpenFOAM. *Int. Rev. Model. Simul.* 2019. Vol. 12. P. 230–242.
24. Besagni G., Inzoli F. Computational fluid-dynamics modeling of supersonic ejectors: Screening of turbulence modeling approaches. *Applied Thermal Engineering.* 2017. Vol. 117. P. 122–144.
25. Wilhelm D. Rotating flow simulations with OpenFOAM. *International Journal of Aeronautical Science & Aerospace Research.* 2015. Vol. 1 (001).
26. Borm O., Jemcov A., Kau H. P. Density based Navier Stokes solver for transonic flows. *Proc. of 6th OpenFOAM workshop, Pennstate university (June 2011, USA).* P. 1–30.

References (transliterated)

1. Rogovyi A. S., Azarov A. S., Demchuk R. M. Udosoknalennya kharakterystyk robochoho kola vysokonapimoho vidtsentrovoho kompresora proektuvanniam za dopomohoyu SAPR [Improving characteristics of the impeller of a high-pressure centrifugal compressor by designing with the help of CAD]. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units.* Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2023, no. 1, pp. 25–30. doi: 10.20998/2411-3441.2023.1.04
2. Rogovyi A. S. *Rozrobka teoriyi ta metodiv rozrakhunku vykhorokamernykh nahnitachiv: dys. ... d-ra tekhn. nauk 05.05.17* [Development of the theory and designing methods of vortex chamber superchargers. Dr. eng. sci. diss.]. Kharkiv, 2017. 364 p.
3. 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
4. Rogovyi A., Shudryk O., Tulska A., Basova Y., Rezvaya K., Makarov V., Machado J. Using modern mechanical design methods for determining the main characteristics of a cryogenic centrifugal pump. *International Journal of Mechatronics and Applied Mechanics*. 2023, vol. 13, pp. 198–208.
 5. Shevchenko N. H., Kalyuzhnyy V. V., Andriyevs'ka V. S. Chysel'ne modelyuvannya techiyi tekhnolohichnoyi ridyny u trubakh kolyubinhovoyi ustanovky [Numerical simulation of process fluid flow in the pipes of a coiled tubing installation]. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2023, no. 1, pp. 60–65. doi: 10.20998/2411-3441.2023.1.10
 6. Heinrich M., Schwarze R. Simulation of the compressor stage of a turbocharger: validation of the Open Source Library OPENFOAM. *In Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air*. 2013, vol. 55232, p. V06BT37A010.
 7. Adam J., Heinrich M., Schwarze R. Influence of different design parameters on side channel compressor performance. *Forschung im Ingenieurwesen*. 2022, vol. 86, pp. 819–827.
 8. Krupa E., Rezvaya K., Makarov V. Parameter Estimation of Hydraulic Equipment of Hydro-Electric Power Station Based on Numerical Simulation of the Spatial Flow. *Conf. Proc. 2021 IEEE 2nd KhPI Week on Advanced Technology (KhPIWeek) (13–17 September 2021, Kharkiv, Ukraine)*. Kharkiv, 2021, pp. 681–685.
 9. Kondus V., Pavlenko I., Kulikov O., Liaposhchenko O. Development of a High-Rotational Submersible Pump for Water Supply. *Water*. 2023, vol. 15, no. 20, p. 3609. doi: 10.3390/w15203609
 10. Page M., Beaudoin M., Giroux A. M. Steady-state capabilities for hydroturbines with OpenFOAM. *International Journal of Fluid Machinery and Systems*. 2011, vol. 4, no. 1, pp. 161–171.
 11. Nilsson H. Evaluation of OpenFOAM for CFD of Turbulent Flow in Water Turbines. *Proc. 23rd IAHR Symposium (October 2006, Yokohama, Japan)*. Yokohama, 2006, pp. 1–9.
 12. Petit O., Page M., Beaudoin M., Nilsson H. The ERCOFTAC centrifugal pump OpenFOAM case-study. *Proc. of the 3rd IAHR International Meeting of the Workgroup on Cavitation and Dynamic Problem in Hydraulic Machinery and Systems (14–16 October 2009, Brno, Czech Republic)*. Brno, 2009, pp. 14–16.
 13. Mangani L., Cerutti M., Maritano M., Spel M. Conjugate heat transfer analysis of NASA C3X film cooled vane with an object-oriented CFD code. *Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air*. 2010, vol. 4, pp. 1805–1814.
 14. Borm O., Kau H. P. Unsteady aerodynamics of a centrifugal compressor stage: Validation of two different CFD solvers. *Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air*. 2012, vol. 8, pp. 2753–2764.
 15. Oliani S., Casari N., Carnevale M. ICSFoam: An OpenFOAM library for implicit coupled simulations of high-speed flows. *Computer Physics Communications*. 2023, vol. 286, pp. 108673.
 16. Li Z. L., Lu X. G., Wu Y. F., Han G. Quantitative investigation of the turbulence model effect on high-pressure-ratio centrifugal compressor performance prediction. *International Communications in Heat and Mass Transfer*. 2023, vol. 142, pp. 106644.
 17. Fan M., Dazin A., Bois G., Romano F. Effect of inlet leakage flow on the instability in a radial vaneless diffuser. *Physics of Fluids*. 2023, vol. 35, issue 1, p. 014105.
 18. Fatieieva N. M., Shevchenko N. H., Fatyeyev O. M. Nadiynist' hidropnevmoahrehativ metalorizal'noho ustatkuvannya [Reliability of the hydraulic and pneumatic aggregates of the metal cutting equipment]. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2016, no. 41 (1213), pp. 84–87.
 19. Fatieieva N., Fatyeyev O., Ponomarov V. Advantages of using hydraulic equipment of modular mounting in the modernization of machine hydrosystems. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2022, no. 1, pp. 33–41.
 20. *OpenFOAM*, 2022, Version 2212. Available at: <http://www.openfoam.com> (accessed 20.11.2023).
 21. Chernetskaya-Beletskaya N., Rogovyi A., Baranov I., Krut A., Miroshnikova M., Bragin N. Increasing the efficiency of highly concentrated coal-water fuel based on the simulation of non-Newtonian fluid flow. *MATEC Web of Conferences*. 2019, vol. 294, p. 01009.
 22. Rogovyi A., Azarov A., Ovcharov Ye., Shudryk O., Tolsty P. Kartyny techiyi hazu u vysokonapirnomu vidtsentrovomu kompresori [Gas flow patterns in a high-pressure centrifugal compressor]. *Visnyk Nats. tekhn. un-tu "KhPI". Seriya: Mashynoznavstvo ta SAPR* [Bulletin of the National Technical University «KhPI». Series: Engineering and CAD]. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2023, no. 1, pp. 82–91.
 23. De la Hoz J. S., Valencia G., Forero J. D. Reynolds Averaged Navier–Stokes Simulations of the Airflow in a Centrifugal Fan Using OpenFOAM. *Int. Rev. Model. Simul.* 2019, vol. 12, pp. 230–242.
 24. Besagni G., Inzoli F. Computational fluid-dynamics modeling of supersonic ejectors: Screening of turbulence modeling approaches. *Applied Thermal Engineering*. 2017, vol. 117, pp. 122–144.
 25. Wilhelm D. Rotating flow simulations with OpenFOAM. *International Journal of Aeronautical Science & Aerospace Research*. 2015, vol. 1 (001).
 26. Borm O., Jemcov A., Kau H. P. Density based Navier Stokes solver for transonic flows. *Proc. of 6th OpenFOAM workshop, Pennstate university (June 2011, USA)*. P. 1–30.

Надійшла (received) 17.12.2023

Відомості про авторів / About the Authors

Роговий Андрій Сергійович (Rogovyi Andrii) – доктор технічних наук, професор, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», завідувач кафедри «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-6057-4845>; e-mail: asrogovoy@ukr.net

Азаров Андрій Сергійович (Azarov Andrii) – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», аспірант кафедри «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-7119-715X>; e-mail: andrii.azarov@mit.khpi.edu.ua

Шудрик Олександр Леонідович (Shudryk Oleksandr) – кандидат технічних наук, ТОВ «Регіон», провідний технолог проектно-технологічного відділу; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-0991-2498>; e-mail: o.shudryk@region.if.ua

Панамарьова Ольга Борисівна (Panamariova Olga) – кандидат технічних наук, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури»; м. Харків, Україна; ORCID: <http://orcid.org/0000-0003-4080-4532>; e-mail: olga.panamariova@khpi.edu.ua

Лебединець Денис Віталійович (Lebedynets Denys) – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», магістрант кафедри «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0009-0007-3344-3130>; e-mail: denys.lebedynets@mit.khpi.edu.ua

ПРИКЛАДНІ
ДОСЛІДЖЕННЯ

APPLIED
RESEARCH

*М. В. ЧЕРКАШЕНКО, О. І. ГАСЮК***МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ГОЛОВНОГО РОЗПОДІЛЬНИКА СИСТЕМИ РЕГУЛЮВАННЯ ШВИДКОСТІ ГІДРОТУРБИНИ**

Надано математичну модель головного розподільника. В світовій та вітчизняній практиці створення гідротурбінного обладнання визначилася чітка тенденція створення систем управління частотою обертання ротора гідротурбіни на базі комп'ютерів. Комп'ютерні системи відкривають можливість за допомогою програмного забезпечення реалізувати введення ефективних алгоритмів, що покращують статичні і динамічні характеристики системи. Це в свою чергу підвищує значимість математичного моделювання як на стадії проектування, так і під час пусконаладжувальних робіт. Аналіз виконаних робіт, присвячених математичному опису елементів гідроприводу регулятора, показав, що вони зводяться до лінеаризованих рівнянь без урахування ряду важливих факторів, які дозволяють підвищити точність математичної моделі. Покращення статичних і динамічних характеристик і системи в цілому можна досягти шляхом вирішення наукової проблеми з дослідження його динаміки на базі розробки більш повної математичної моделі. Для зниження тертя і гістерезису, унеможливлення облітерації плунжер електрогідравлічного перетворювача в нижній частині оснащений сегнеровим колесом. Поліпшення динамічних характеристик регуляторів швидкості гідротурбін вимагає розроблення нелінійних математичних моделей із подальшим аналізом перехідних процесів у гідроприводі регулятора швидкості. Оцінка показників якості перехідних процесів і подальше коригування параметрів дає змогу домогтися зниження тривалості перехідних процесів, підвищення швидкодії та точності позиціонування за малих переміщень сервомотора. Низка неврахованих чинників під час складання математичної моделі електрогідравлічного перетворювача дає змогу підвищити її адекватність реальному об'єкту дослідження і підвищити швидкодію системи керування частотою обертання ротора гідротурбіни.

Ключові слова: система управління, робоче колесо, поворотно-лопатева гідротурбіна, регулятор, математична модель, позиційний гідропневмопривід.

*М. CHERKASHENKO, O. HASIUK***MATHEMATICAL MODEL THE MAIN DISTRIBUTOR OF THE HYDRAULIC TURBINE SPEED CONTROL SYSTEM**

The article presents a mathematical model of a main distributor. In the world and domestic practice of creating hydraulic turbine equipment, there is a clear tendency to create computer-based rotor speed control systems for hydraulic turbines. Computer systems provide an opportunity to implement the introduction of effective algorithms using software that improve the static and dynamic characteristics of the system. This in turn increases the importance of mathematical modeling both at the design stage and during commissioning. The analysis of the performed works devoted to the mathematical description of the elements of the hydraulic drive of the regulator showed that they are reduced to linearized equations without taking into account a number of important factors that will increase the accuracy of the mathematical model. Improvement of static and dynamic characteristics and the system as a whole can be achieved by solving the scientific problem of studying its dynamics based on the development of a more complete mathematical model. To reduce friction and hysteresis, to prevent obliteration, the electrohydraulic converter plunger in the lower part is equipped with a segner wheel. Improving the dynamic characteristics of hydraulic turbine speed controllers requires the development of nonlinear mathematical models with subsequent analysis of transients in the hydraulic drive of the speed controller. Evaluation of the quality of transient processes and subsequent adjustment of parameters allows to achieve a reduction in the duration of transients, increase the speed and accuracy of positioning at small movements of the servo motor. A number of unaccounted factors during the preparation of the mathematical model of the electrohydraulic converter makes it possible to increase its adequacy to the real object of study and increase the speed of the control system of the rotor speed of the hydraulic turbine.

Keywords: control system, impeller, rotary blade hydraulic turbine, regulator, mathematical model, positional hydraulic pneumatic drive.

Вступ. В світовій та вітчизняній практиці створення гідротурбінного обладнання визначилася чітка тенденція створення систем управління частотою обертання ротора (СУЧОР) гідротурбіни на базі ЕОМ. Комп'ютерні системи відкривають можливість за допомогою програмного забезпечення реалізувати введення ефективних алгоритмів, що покращують статичні і динамічні характеристики системи. Це в свою чергу підвищує значимість математичного моделювання як на стадії проектування СУЧОР, так і під час пусконаладжувальних робіт.

Сучасний стан розвитку СУЧОР дан в роботах [1–15]. Аналіз цих робіт дає змогу зазначити, що подальший розвиток математичних моделей елементів гідроприводу СУЧОР є актуальним.

Рішення. Перед математичним описом процесів у головному розподільнику РЗ₂ типу D100с (виробництва ГЕС Alstom Neupric, Франція, Гренобль) розглянемо схему його поперечного

перерізу (рис. 1).

Тут 1 – золотник; 2 – корпус; 3 – дно; 4 – кришка; 5 – датчик; 10 – гільза; 11 – шток; 20 – обмежувач відкриття дросельних щілин; 21 – шток, регулюючий закриття; отвір X – вхід постійного тиску від маслонапірної установки (МНУ) на верхній торець; отвір T – злив робочої рідини (РР) з камери відкриття; отвір Y – управління розподільником тиском від електрогідравлічного перетворювача 2 (ЕГП₂) на нижній торець; отвір L – відвід витоків зверху; отвір V – відвід витоків на дні (на схемі не показано); отвір R – злив РР з камери закриття.

Графічне зображення цього гідроапарата з відповідними коментарями показано на рис. 2.

РЗ₂ працює таким чином. Після подачі керувального впливу від ЕГП₂ по каналу Y золотник зміщується вгору і подає РР у сервомотор 2 (СМ₂) на розворот лопатей РК. Сигнал з датчика про фактичне положення золотника надходить до комп'ютера, де спільно з сигналом зворотного зв'язку про положення

штока $СМ_2$ (лопатеї) зменшує неузгодженість між завданням і фактичним положенням лопатеї. При цьому золотник $ЕГП_2$ і $РЗ_2$ повертаються у вихідні позиції і сили тиску $РР$ на верхній і нижній торці $РЗ_2$ стають рівними.

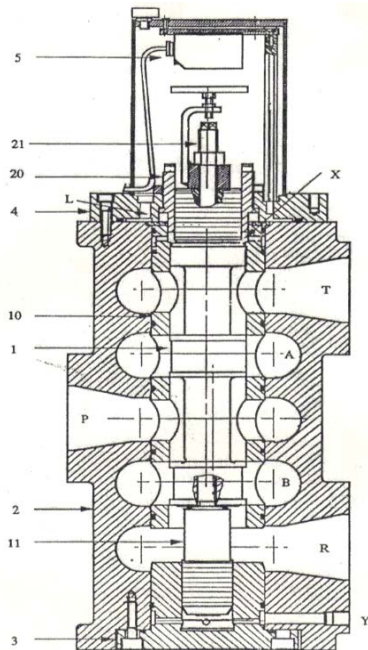


Рис. 1. Конструктивна схема поперечного перерізу розподільника $РЗ_2$

При сигналі на згорання лопатеї золотник $ЕГП_2$ підіймається вгору, поєднує канал $У$ розподільника $РЗ_2$ зі зливом. Останнє викликає опускання золотника $РЗ_2$ і подачу $РР$ у штокову порожнину $СМ_2$ на згорання лопатеї.

$РЗ_2$ встановлюється у вертикальне положення і його дросельні щілини закриваються рухом золотника вниз під дією власної ваги.

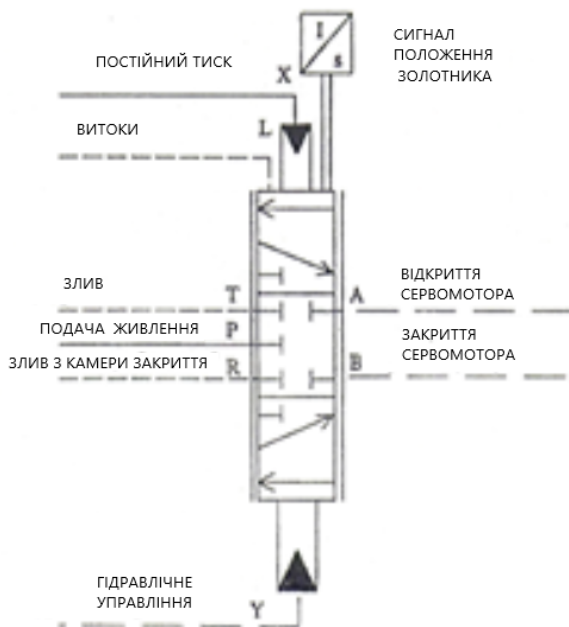


Рис. 2. Графічне зображення $РЗ_2$

Значення витрат у нижній керуючій порожнині $РЗ_2$, спричинених гідравлічним керуванням з боку $ЕГП_2$ визначаються такими рівняннями:

- при $x_c > 0$

$$q_{p32.1} = A_{p32.n} \frac{dx_{p32}}{dt} + \frac{V_{0p32} + A_{p32.n} \cdot x_{p32}}{E_{жк}} \cdot \frac{dp_{p32}}{dt};$$

- при $x_c < 0$

$$q_{p32.2} = A_{p32.n} \frac{dx_{p32}}{dt} - \frac{V_{0p32} + A_{p32.n} \cdot x_{p32}}{E_{жк}} \cdot \frac{dp_{p32} - V}{dt}.$$

Щоб продовжити далі побудову моделі вузла, слід визначити рівняння, за яким можна обчислити площу дросельних щілин золотника $РЗ_2$.

Схема головного розподільника $РЗ_2$ з підключеним сервомотором $СМ_2$ зображена на рис. 3 та 4. Золотник містить чотири пояски (рис. 3), які з втулкою утворюють чотири дросельні щілини $A1-A4$. У втулці кожен щілину представляють чотири круглі вікна, розташовані на рівній кутовій відстані по їхньому колу. Стрілками показано напрямок переміщення золотника щодо втулки, а також переміщення штока сервомотора $СМ_2$ при повороті лопатеї $РК$.

На рис. 3 функціонування гідромеханічної частини пояснюється за допомогою гідравлічного містка, у плечах якого зображено регульовальні щілини (дроселі), а в діагоналі містка ввімкнено сервомотор. Джерелом гідравлічної енергії слугує МНУ.

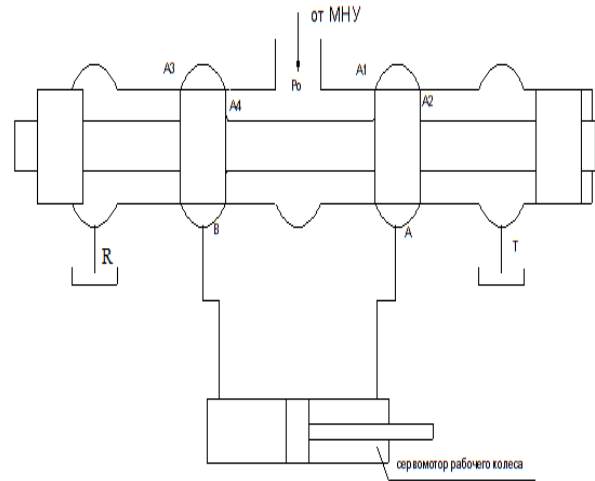


Рис. 3. Схема головного розподільника, що дає змогу обчислити площу щілин

Визначимо рівняння, що визначає форму щілини під час руху золотника вправо на поворот $РК$, т.ч. змінну $A1$ в функції переміщення x_{p32} золотника (рис. 4).

Щілина, що відкривається при $x_{p32} > 0$ наведена штрихуванням на рис. 5. Тут через символ $R_{p32} = AB$ позначений радіус отвору щілини, через α – центральний змінний кут сектора $\cup ADOB$.

З трикутника $\Delta АКВ$ катет $AK = R_{p32} \cdot \cos(\alpha/2)$, а

катет $BK = R_{p32} \cdot \sin \alpha$.

Площина трикутника ΔAKB дорівнює:

$$1/2 AK \cdot BK = 1/2 R_{p32}^2 \cdot \sin(\alpha/2) \cdot \cos(\alpha/2) = 1/4 R_{p32}^2 \sin \alpha.$$

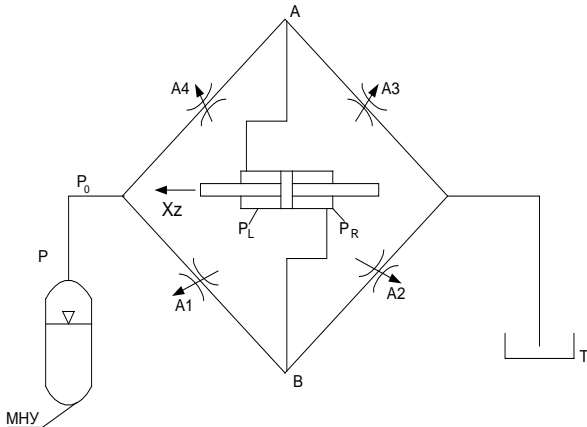


Рис. 4. Схема гідралічного містка гідромеханічної частини системи стосовно до РК

Знайдемо площину сектора $\cup S_{A_{\text{ДОВ}}}$ окружності з такої пропорції:

$0,5\pi R_{p32}^2$ – відповідає куту π ;

$\cup S_{A_{\text{ДОВ}}}$ – відповідає куту α ;

$\cup S_{A_{\text{ДОВ}}} = (0,5\pi R_{p32}^2 \cdot \alpha) / \pi$.

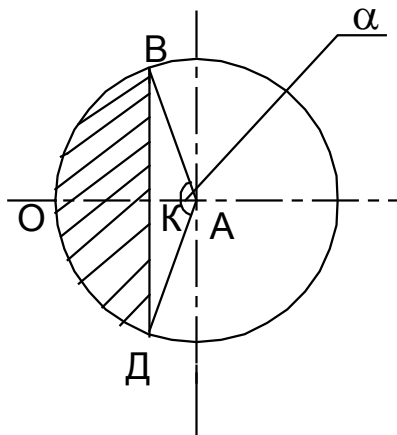


Рис. 5. Схема щілини A1

Шукана площа сегмента:

$$\begin{aligned} \cup S_{\text{ДОВ}} &= \cup S_{A_{\text{ДОВ}}} - \cup S_{A_{\text{ДВ}}} = 0,5 R_{p32}^2 \cdot \alpha - 2 \cdot \frac{1}{4} R_{p32}^2 \cdot \sin \alpha = \\ &= 0,5 R_{p32}^2 (\alpha - \sin \alpha). \end{aligned}$$

Тоді площа щілини (маючи на увазі, що таких отворів чотири):

$$A1 = 4 \cdot \cup S_{\text{ДОВ}} = 2 R_{p32}^2 (\alpha - \sin \alpha).$$

Таку ж площу має щілина № 3, т.ч.

$$A3 = 2 R_{p32}^2 (\alpha - \sin \alpha).$$

Знайдемо кут α через значення переміщення x_{p32} золотника:

$$x = OA - AK = R_{p32} - R_{p32} \cdot \cos(\alpha/2).$$

Звідки

$$\cos \frac{\alpha}{2} = 1 - \frac{x_{p32}}{R_{p32}} \quad \text{і} \quad \frac{\alpha}{2} = \arccos \left(1 - \frac{x_{p32}}{R_{p32}} \right),$$

або

$$\alpha = 2 \arccos \left(1 - \frac{x_{p32}}{R_{p32}} \right).$$

Під час руху золотника вліво $x_{p32} < 0$ для щілини A2 і A4 маємо:

$$\cos \frac{\alpha}{2} = 1 - \frac{|x_{p32}|}{R_{p32}} \quad \text{і} \quad \frac{\alpha}{2} = \arccos \left(1 - \frac{|x_{p32}|}{R_{p32}} \right).$$

$A2 = A4 = 2 R_{p32}^2 (\alpha - \sin \alpha)$ і далі в загальному випадку позначимо A1 – A4 через $A_{\text{щ},p32}$.

З урахуванням позитивного перекриття:

- при $x_{p32} > 0$.

$$x_{p32.1} = \begin{cases} 0, & \text{якщо } x_{p32} \leq \Delta, \\ (x_{p32} - \Delta), & \text{якщо } x_{p32} > \Delta; \end{cases}$$

- при $x_{p32} < 0$

$$x_{p32.2} = \begin{cases} 0, & \text{якщо } x_{p32} \leq -\Delta, \\ (x_{p32} + \Delta), & \text{якщо } x_{p32} > -\Delta. \end{cases}$$

Рівняння руху золотника PЗ₂ при $x_e > 0$ і $x_e < 0$:

$$\begin{aligned} m_{p32} \cdot \frac{d^2 x_{p32}}{dt^2} &= A_{p32.н} \cdot P_{p32} - A_{p32.в} \cdot P_0 - \\ &- G_3 - F_{\text{тр},p32} - \beta_{p32} \cdot \frac{dx_{p32.1}}{dt} - F_{\text{гд},p32}, \end{aligned}$$

де $F_{\text{тр},p32} = F_{\text{тро},p32} \cdot \text{sign} \frac{dx_{p32.1}}{dt}$ – сила полусухого тертя;

$F_{\text{гд},p32} = 4\mu_{p32} (P_R - P_L) \cdot A_{\text{щ},p32} \cdot \cos \theta$ – гідродинамічна сила.

Висновки. Розроблена нелінійна математична модель головного розподільника, яка входить до складу повної математичної моделі системи регулювання швидкості гідротурбіни для дослідження динамічних характеристик з метою покращення швидкодії та точності позиціонування.

Список літератури

1. Русанов А. В., Гнесін В. І. *Науково-технічні основи моделювання і проектування проточних частин енергетичних турбоустановок*. Харків: ПМаш, 2019. 386 с.
2. Сокол Є., Черкашенко М., Потетенко О., Дранковський В., Гасюк О., Гриб О. *Гідроенергетика. Том 2. Гідралічні машини*. Харків: НТУ «ХПІ», 2020. 534 с.
3. 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.
4. Черкашенко М. В., Вурье Б. А., Гасюк А. И., Потетенко О. В. *Синтез комбинационных схем гидронневоавтоматики*.

- Germany: GMBH, 2020. 130 с.
- Канюк Г. И., Мезеря А. Ю., Мельников В. Е. Параметрический синтез астатического регулятора САР частоты вращения гидротурбины на основе решения обратной задачи динамики. *Адаптивні системи автоматичного управління*. 2018. № 1 (32). С. 68–77.
 - Kanjuk G., Mezerya A., Melnykov V., Antonenko N., Chebotarev A. Improving the quality of electric energy at hydrogenerator units by upgrading control systems. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2018. Vol. 6, no. 2 (96). P. 70–78.
 - Керівництво з експлуатації регулятора швидкості ALSTOM радіально-осьової гідротурбіни. Гренобль, 2018. 206 с.
 - Mahdavian M., Shahgholian Gh., Janghorbani M., Soltani B., Wattanapongsakorn N. Load frequency control in power system with hydro turbine under various conditions. *12th International Conference on Electrical Engineering/Electronics, Computer, Telecommunications and Information Technology (ECTI-CON) (24–27 June 2015, Hua Hin, Thailand)*. IEEE, 2015. P. 1–5, doi: 10.1109/ECTICon.2015.7206938
 - Adegbuyi P. Hydraulic and pneumatic cylinder failures, the effect of fluid cleanliness on component life. *Hidraulica*. 2013. No. 1. P. 27–30.
 - Qu F., Guo W. Coupling transient behavior of primary frequency regulation of hydropower plant. *Sustainable Energy Technologies and Assessments*. 2022. Vol. 52, part C. Article 102227. doi: 10.1016/j.seta.2022.102227
 - Chelabi M. A., Saga M., Kuric I., Basova Y., Dobrotvorskiy S., Ivanov V., Pavlenko I. The effect of blade angle deviation on mixed inflow turbine performances. *Applied Sciences*. 2022. Vol. 12, issue 8. P. 3781. doi: 10.3390/app12083781
 - Sokol Ye., Cherkashenko M. *Synthesis of control schemes of drives system*. Kharkiv: NTU "KhPI", 2018. 120 p.
 - Черкашенко М. В., Сериков А. Д., Салыга Т. С., Фатеев А. Н., Фатеева Н. Н., Радченко Л. Р. *Позиционные гидронепвноагрегаты*. Харьков: НТУ «ХПИ», 2015. 115 с.
 - Черкашенко М. В., Потетенко О. В., Гасюк О. І., Пермяков О. А., Панамарьова О. Б., Олексенко Ю. Ю. Пат. 152023, Україна. *Гідронепвнопривод*. 2022.
 - Черкашенко М. В., Гасюк О. І., Хавін Г. Л. Пат. 152026, Україна. *Гідронепвнопривод*. 2022.
 - Series: Hydraulic machines and hydraulic units. K.: NTU "KhPI". 2019. No. 1. P. 84–97.
 - Cherkashenko M. V., Vur'e B. A., Gasyuk A. I., Potetenko O. V. *Sintez kombinatsionnykh skhem gidropnevoavtomatiki* [Synthesis of combinatorial schemes of hydropneumoautomatics]. Germany, GMBH Publ., 2020. 130 p.
 - Kanyuk G. I., Mezerya A. Yu., Mel'nikov V. E. Parametricheskii sintez astaticheskogo regul'yatora SAR chastoty vrashcheniya gidroturbiny na osnove resheniya obratnoy zadachi dinamiki [Parametric synthesis of an astatic regulator of the automatic control system of the turbine speed based on the solution of the inverse problem of dynamics]. *Adaptivni systemy avtomatychnoho upravlinnya*. 2018, no. 1 (32), pp. 68–77.
 - Kanjuk G., Mezerya A., Melnykov V., Antonenko N., Chebotarev A. Improving the quality of electric energy at hydrogenerator units by upgrading control systems. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2018, vol. 6, no. 2 (96), pp. 70–78.
 - Kerivnytsvo z ekspluatatsiyi rehulyatora shvydkosti ALSTOM radial'no-os'ovoyi hidroturbiny* [ALSTOM radial-axis hydraulic turbine speed regulator manual]. Grenoble, 2011. 206 p.
 - Mahdavian M., Shahgholian Gh., Janghorbani M., Soltani B., Wattanapongsakorn N. Load frequency control in power system with hydro turbine under various conditions. *12th International Conference on Electrical Engineering/Electronics, Computer, Telecommunications and Information Technology (ECTI-CON) (24–27 June 2015, Hua Hin, Thailand)*. IEEE Publ., 2015, pp. 1–5, doi: 10.1109/ECTICon.2015.7206938
 - Adegbuyi P. Hydraulic and pneumatic cylinder failures, the effect of fluid cleanliness on component life. *Hidraulica*. 2013, no. 1, pp. 27–30.
 - Qu F., Guo W. Coupling transient behavior of primary frequency regulation of hydropower plant. *Sustainable Energy Technologies and Assessments*. 2022, vol. 52, part C, article 102227. doi: 10.1016/j.seta.2022.102227
 - Chelabi M. A., Saga M., Kuric I., Basova Y., Dobrotvorskiy S., Ivanov V., Pavlenko I. The effect of blade angle deviation on mixed inflow turbine performances. *Applied Sciences*. 2022, vol. 12, issue 8, p. 3781. doi: 10.3390/app12083781
 - Sokol Ye., Cherkashenko M. *Synthesis of control schemes of drives system*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2018. 120 p.
 - Cherkashenko M. V., Serikov A. D., Salyga T. S., Fateev A. N., Fateeva N. N., Radchenko L. R. *Pozitsionnye gidropnevoagregaty* [Positional hydropneumatic units]. Kharkov, NTU "KhPI" Publ., 2015. 115 p.
 - Cherkashenko M. V., Potetenko O. V., Hasyuk O. I., Permyakov O. A., Panamar'ova O. B., Oleksenko Yu. Yu. *Hidropnevmoпривод* [Hydraulic pneumatic drive]. Patent UA, no. 152023, 2022.
 - Cherkashenko M. V., Hasyuk O. I., Khavin H. L. *Hidropnevmoпривод* [Hydraulic pneumatic drive]. Patent UA, no. 152026, 2022.

References (transliterated)

- Rusanov A. V., Hnyesin V. I. *Naukovo-tekhnichni osnovy modelyuvannya i proektuvannya protochnykh chastyn enerhetychnykh turbostanovok* [Scientific and technical bases of modeling and designing of flowing parts of power turbo installations]. Kharkiv, Ipmash Publ., 2019. 386 p.
- Sokol Ye., Cherkashenko M., Potetenko O., Drankovskij V., Gasyuk O., Grib O. *Hydropower*. Vol. 2. Hydraulic machines. K.: NTU «KhPI», 2020. 534 s.
- Migushchenko R. P., Cherkashenko M. V., Potetenko O. V., Gasyuk A. I., Doroshenko A. V., Cherkashenko A. *Sistemy upravleniya gidroturbin*. Bulletin of the National Technical University "KhPI".

Надійшла (received) 05.12.2023

Відомості про авторів / About the Authors

Черкашенко Михайло Володимирович (Cherkashenko Mikhaylo) – доктор технічних наук, професор, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», професор кафедри «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-3908-7935>; e-mail: mchertom@gmail.com

Гасюк Олександр Іванович (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: galexom@gmail.com

О. Г. ГРИБ, І. Т. КРАПАЛЮК, Т. С. ДОНЕЦЬКА, Я. Д. ДЕГТЯР, О. В. ПИШНИЙ

ЕНЕРГЕТИЧНА СТІЙКІСТЬ МЕДИЧНИХ ОБ'ЄКТІВ ПІД ЧАС ПЕРЕХІДНИХ РЕЖИМІВ РОБОТИ ЕНЕРГЕТИЧНОЇ СИСТЕМИ

Розглядається питання щодо підвищення надійності роботи об'єктів в енергетичній системі України. Показано, що питання енергозабезпечення об'єктів суспільного користування отримало нові вимоги під час війни. Особливо такі вимоги тепер ставляться до медичних об'єктів. Основними видами енергії для медичних закладів є постачання електричної і теплової енергії. Для України, виходячи із кліматичних особливостей, характерні витрати теплової енергії значно більших обсягів, ніж інших видів енергії. Тому одним із важливих кроків по зменшенню споживання енергії є тепло модернізація будівель. В даній роботі розглядається загальна система енергопостачання, яка включає не тільки теплопостачання, але й електропостачання. Потрібно не тільки наявність самої електрики в мережі, а й її відповідність вимогам якості. Одним з найбільш критичних до якості електричної енергії є медичні електротехнічні комплекси. Від роботи яких залежить правильність діагнозу та підтримання життєдіяльності організму хворого. Запропоновано оцінювати стан енергопостачання через модель взаємної пов'язаності енергій. Тому якісні зміни в показниках теплової енергії не можуть бути компенсовані за рахунок саме мережевих рішень. Підтримання температури в приміщеннях можливе саме за рахунок використання інших джерел тепла. В термінах моделі зв'язності енергій – єдиний шлях для вирівнювання «тіла енергоспоживання» є взаємна заміна однієї енергії іншою. Визначені варіанти вирівнювання «тіла енергоспоживання» для медичних установ. Запропоновано представлення «тіла енергоспоживання» із відображенням якісних меж форми «тіла енергоспоживання» по відношенню до теплової енергії. Введено поняття меж енергетичної стійкості за якісними показниками. Виділено низку заходів по підтримці енергетичної стійкості. Для досягнення найдовшої відповідності якісним показникам енергопостачання запропоновано – відключення частини приміщень від системи енергопостачання із збереженням групи енергопостачання для тих приміщень що залишаться. Зазначено, що використовуючи критерій енергетичної стійкості, можливо проаналізувати будівельні конструкції і технологічні процеси в самих будівлях із метою вироблення заходів по підвищенню енергетичної стійкості із заданою направленістю.

Ключові слова: втрати теплової енергії, пов'язаність енергій, тіло енергоспоживання, енергетична стійкість, межа енергетичної стійкості, енергетична стійкість за якісними показниками.

O. GRUB, I. KRAPALYUK, T. DONETSKA, Y. DEHTIAR, O. PYSHNYI

ENERGY RESISTANCE OF MEDICAL FACILITIES DURING TRANSIENT OPERATION MODES OF THE ENERGY SYSTEM

The question of increasing the reliability of the operation of objects in the energy system of Ukraine is under consideration. It is shown that the issue of energy supply of public facilities received new requirements during the war. Especially such requirements now apply to medical facilities. The main types of energy for medical institutions are the supply of electrical and thermal energy. For Ukraine, on the basis of climatic features, the consumption of thermal energy is much larger than that of other types of energy. Therefore, one of the important steps to reduce energy consumption is thermal modernization of buildings. This paper considers the general energy supply system, which includes not only heat supply but also electricity supply. It is necessary not only to have the electricity itself in the network, but also to meet the quality requirements. Medical electrotechnical complexes are one of the most critical to the quality of electrical energy. Correct diagnosis and maintenance of vital activity of the patient's organism depend on their work. It is proposed to assess the state of energy supply through the model of mutual dependence of energies. Therefore, qualitative changes in thermal energy indicators cannot be compensated for by network solutions. Maintaining the temperature in the premises is possible precisely due to the use of other heat sources. In terms of the energy connectivity model, the only way to equalize the "body of energy consumption" is the mutual replacement of one energy by another. Variants of equalization of the "body of energy consumption" for medical institutions are defined. A presentation of the "body of energy consumption" is proposed, with a reflection of the qualitative limits of the shape of the "body of energy consumption" in relation to thermal energy. The concept of the limit of energy sustainability according to qualitative indicators is introduced. A number of measures to support energy sustainability have been identified. In order to achieve the longest compliance with energy supply quality indicators, it is proposed to disconnect part of the premises from the energy supply system while preserving the energy supply group for those premises that will remain. It is noted that using the criterion of energy sustainability, it is possible to analyze construction structures and technological processes in the buildings themselves in order to develop measures to increase energy sustainability with a given direction.

Keywords: thermal energy losses, energy connection, energy consumption body, energy sustainability, energy sustainability limit, energy sustainability by qualitative indicators.

Постановка проблеми. Питання енергозабезпечення об'єктів суспільного користування отримало нові вимоги під час війни. Особливо такі вимоги тепер ставляться до медичних об'єктів. Підтримання життя є обов'язковою вимогою не тільки для однієї людини, але й для суспільства в цілому.

Енергозабезпечення включає в себе і постачання електричної енергії і постачання теплової енергії. Ці два види енергії є основними для громадських закладів. І виходячи із кліматичних особливостей, для України характерні витрати теплової енергії значно більших обсягів, ніж інших видів енергії.

Інтеграція з Європейським союзом вимагає від народного господарства України переходити на технології енергозбереження. Тепло модернізація

будівель і споруд – це найбільш чутливі кроки по збереженню енергії. На рис. 1 наведена у загальному вигляді структура тепло модернізації будівель.

Всі кроки по тепло модернізації з метою скорочення споживання теплової енергії можна розбити на два напрями: технічні заходи і організаційні заходи.

Найбільш очевидні технічні заходи – це саме зменшення витоків теплової енергії через існуючі отвори (вікна, двері), за рахунок встановлення сучасних теплоізолюваних вікон і дверей. Виходячи з того, що найбільші втрати тепла проходять саме в існуючих отворах. І враховуючи, що вікна і двері мають значний знос. Така заміна має не тільки ефект по зменшенню витрат тепла в приміщеннях, а й надає

добрий естетичний вигляд. Проведення таких змін в приміщеннях в першу чергу кидається в око. Тому в більшості випадків теплодернізація виконується саме таким чином, і на цьому і завершується.

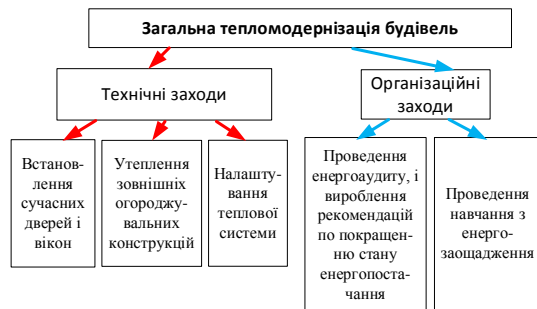


Рис. 1. Загальна структура теплодернізації будівель

Переважну більшість будівельних споруд медичних закладів було побудовано в радянські часи. І всі такі будівлі мають значні вади з точки зору тепловитрат зовнішніх огорожувальних конструкцій. Тому для будівель медичного призначення необхідно проводити утеплення зовнішніх огорожувальних конструкцій. До яких відносять стіни, дахи, криті переходи і інші. Виконання таких робіт має сенс в тому випадку, коли були проведені інженерні обстеження і створений проект із розрахунками по тепловому стану об'єкта. Така робота є більша за витратами матеріалів і годин роботи. Але для досягнення певних величин економії теплової енергії без таких заходів неможливо [1].

Навіть якщо були проведені роботи по встановленню нових вікон і дверей і виконано утеплення огорожувальних конструкцій, то будівля може залишитися «холодною» або навіть «душною». І при цьому витрати теплової енергії можуть навіть не змінитися. Для досягнення ефекту економії безумовно необхідно налагодити теплову систему будівлі на нові витрати тепла, встановити теплорегулятори.

Ще одна група заходів з теплодернізації будівель – це організаційні заходи, до яких відносяться: проведення енергоаудиту і проведення навчання персоналу, що обслуговує будівлю.

Проведення енергоаудиту дозволяє створити енергетичний паспорт. За результатами енергоаудиту створюють карту енерговитрат будівлі і розробляють методичні рекомендації по підтриманню показників енергоспоживання на певному рівні.

Без проведення навчання персоналу не можливо досягти визначених меж витрат енергії. Тому навчання персоналу є таким же важливим елементом теплодернізації будівлі, як всі описані вище. Від якості навчання може залежати стан енергоспоживання. Зменшити участь людини в регулюванні теплових потоків може повністю автоматична система регулювання. Але такі системи поки що занадто дорогі, тому поки вартість енергії не зростає, а вартість автоматики не зменшиться до певної величини, використання таких автоматичних систем в будівлях медичного призначення поки не можливе.

Звичайно, що повної теплодернізації всіх будівель в Україні ще не проведено. Але для найбільш

чутливих сфер така робота ведеться. Так заклади медицини відносяться до критичної інфраструктури. Тому відсоток проведення основних заходів з теплодернізації вже виконано. Наприклад, здебільшого виконано заміну вікон і проведено технічне обслуговування системи теплопостачання [2, 3].

Міські заклади медичного обслуговування населення підключені до мережі центрального теплопостачання. Що є технічно зручним, бо підтримання в роботі системи теплопостачання покладено на спеціалістів міських теплових мереж. Але в умовах ризиків порушення роботи єдиної системи енергопостачання, централізована система потребує резервування, або дублювання.

В даній роботі розглядається загальна система енергопостачання, яка включає не тільки теплопостачання, але й електропостачання.

Що до системи електропостачання, то сама мережа електропостачання має дублювання, і тому є доволі надійною. Потреба в електриці є відповідальною. Від наявності електрики може залежати життя людини. Тому для підтримання в роботі електричних систем, для закладів медицини встановлюють двигуни-генератори.

Потрібна не тільки наявність самої електрики в мережі, а й її відповідність вимогам якості [4].

Однією з найбільш критичних до якості електричної енергії є медичні електротехнічні комплекси. Від роботи яких залежить правильність діагнозу та підтримання життєдіяльності організму хворого.

До такого обладнання належать комп'ютери томографи, апарати ультразвукового обстеження, лінійні прискорювачі, рентген-апаратура, апарати штучної вентиляції легень.

Однією з найбільш значимих тенденцій у розвитку охорони здоров'я є «цифровізація» медичних технологій. При цьому в умовах загальної «інтернетизації» дедалі актуальнішими стають проблеми забезпечення кібербезпеки інформаційних та технологічних систем. Останнім часом помітно зросла кількість інцидентів, пов'язаних з несанкціонованим зовнішнім впливом (НСВ) на медичні системи медичного обладнання та цифрову медичну техніку (МТ), до складу якої входить програмне забезпечення (ПЗ) та/або мікропрограмний блок управління (контролер, процесор), наприклад, на томографи, лабораторні аналізатори, кардіостимулятори та інсулінові помпи. Результатами реалізації зазначених кіберзагроз у випадку можуть бути: відмова – втрата працездатності систем мед. обладнання та/або МТ, несанкціонована зміна режиму та параметрів функціонування МТ. Зауважимо, що у США, починаючи з 2013 р., FDA (www.fda.gov) здійснюється моніторинг інцидентів, пов'язаних із кібервпливом на цифрову медичну техніку. Очевидно, що порушення працездатності цифрової МТ, викликане несанкціонованим зовнішнім кібервпливом, може мати найсерйозніші наслідки для здоров'я пацієнта та/або персоналу.

При проектуванні електричних систем для госпіталів потрібна ретельна перевірка низки факторів, які спільно гарантують забезпечення двох по суті протилежних питань: захист та безперервність роботи.

Медична електрична система – комплекс устаткування, по крайнього заходу одна одиниця якого є медичним електрообладнанням, з'єднаним із іншим устаткуванням функціонально чи з допомогою електричних роз'ємних з'єднань. До складу медичної електричної системи входять приладдя, необхідні для забезпечення працездатності системи, та наведені в інструкції з експлуатації.

Медичні електричні системи є групою електричних медичних пристроїв або електричних медичних та немедичних пристроїв, з'єднаних електрично для передачі сигналів або даних і мають спільне живлення. Наприклад, пристрій, що контролює фізіологічні параметри пацієнта та передає відповідні дані іншому устаткуванню, яке, у свою чергу, обробляє ці параметри.

Медичні приміщення поділяються на групи 0, 1 та 2 (табл. 1).

Таблиця 1 – Типи медичних приміщень

№	Тип приміщення	0 група	1 група	2 група
1	Масажне приміщення	*	*	
2	Палати		*	
3	Пологова палата		*	
4	Приміщення для ЕКГ, ЕЕГ, ЕНГ та ЕМГ		*	
5	Приміщення для ендоскопії		*	
6	Амбулаторне відділення	*	*	
7	Урологічне відділення		*	
8	Приміщення для радіології та променевої терапії		*	
9	Приміщення для гідротерапії		*	
10	Приміщення для психотерапії		*	
11	Приміщення для анестезії			*
12	Операційна			*
13	Приміщення для підготовки до операції		*	*
14	Кімната для гіпсування		*	*
15	Післяопераційне приміщення		*	*
16	Приміщення для встановлення середніх катетерів			*
17	Приміщення інтенсивної терапії			*
18	Приміщення для ангіографії та гемодинамічного аналізу			*
19	Приміщення для гемодіалізу		*	
20	МРТ-приміщення		*	
21	Приміщення для радіаційної медицини		*	
22	Приміщення для недоношених дітей			*

Приміщення групи 0: медичні приміщення, де не передбачається використання контактуючих частин.

Наприклад, амбулаторні відділення та масажні приміщення, в яких не використовуються електромеханічні пристрої.

Приміщення групи 1: медичні приміщення, в яких передбачається внутрішнє або зовнішнє застосування контактуючих частин для будь-яких частин тіла, крім зони серця.

У цих приміщеннях електромеханічні пристрої з робочою частиною використовують як внутрішньо, так і зовнішньо для будь-яких частин тіла пацієнта, за винятком зони серця.

Приміщення групи 2: медичні приміщення, в яких контактуючі частини передбачається використовувати для внутрішньосерцевих процедур, операційних для показових операцій і при виконанні інших життєво важливих лікувальних процедур, коли припинення (збій) електропостачання становить небезпеку для життя пацієнта.

Електричні системи у медичних приміщеннях групи 2 мають високий рівень складності. Це приміщення, в яких електромедичні пристрої з катетерами, рідинами, що проводять, або електродами використовуються в зоні серця або безпосередньо на серці пацієнта, внаслідок чого виникає небезпека мікрошоку. До групи 2 також відносяться приміщення, в яких з пацієнтами проводяться життєво важливі процедури та перебої в електроживленні можуть призвести до ризику для життя, а також кімнати для підготовки до операцій, операційні та післяопераційні приміщення для пацієнтів, щодо яких виконувалася загальна анестезія. При цьому великі вимоги пред'являються і до вищих систем живлення. Розробник повинен точно оцінити можливі варіанти на відповідність чинним стандартам та конкретним технічним умовам.

Медичні приміщення також можуть складатися з групи кімнат, якщо вони функціонально з'єднані, причому вони можуть не повідомлятися безпосередньо, і бути призначені для діагностики, лікування, проведення хірургічних операцій, спостереження за пацієнтами та реабілітації (включаючи косметологічні операції). Наприклад, функціонально з'єднаними кімнатами можна назвати операційну кімнату для проведення процедур перед анестезією та післяопераційне приміщення. Медичні приміщення є приміщеннями з більшою небезпекою електричного ураження, оскільки пацієнти перебувають у вразливішому стані і піддаються впливу електричних пристроїв. Тому для забезпечення максимальної безпеки пацієнтів для електричних систем слід використовувати спеціальні технології.

До складу медичної електричної системи входять приладдя, необхідне для забезпечення працездатності системи, та наведене в інструкції з експлуатації.

Медичні електричні системи є групою електричних медичних пристроїв або електричних медичних та немедичних пристроїв, з'єднаних електрично для передачі сигналів або даних і мають спільне харчування. Наприклад, пристрій, що контролює фізіологічні параметри пацієнта та передає відповідні дані іншому устаткуванню, яке, у свою

чергу, обробляє ці параметри для надання необхідної для діагностики інформації [5].

У побуті в останні роки широкого поширення набули телевізори, комп'ютери та інші пристрої, що працюють на постійному струмі через вторинне джерело живлення та погіршують якість електричної енергії в мережі живлення [6]. У результаті виник свого роду парадокс: застосування нових технологій, які економічні та технологічно ефективні, які покращують життя людей, негативно позначається на якості електричної енергії в електричних мережах [4, 7].

В роботі [8] було показано, що «В нашому кліматі найбільший обсяг споживаємої енергії є теплова енергія. Тому недостача теплової енергії, або її низька якість має компенсуватися іншими типами енергії споживання споживача. Так як електрична енергія є найуніверсальнішою, то її використовують в першу чергу для вирівнювання тіла енергетичного споживання. Таке споживання призводить до погіршення якості електричної енергії.»

Взаємна пов'язаність енергій визначена моделлю зв'язаності енергій.

Закладені мережі для постачання теплової енергії в містах не мають системи дублювання. Тому якісні зміни в показниках теплової енергії не можуть бути компенсовані за рахунок саме мережевих рішень. І підтримання температури в приміщеннях можливе саме за рахунок використання інших джерел тепла. А саме за рахунок отримання тепла від електронагрівальних приладів. В термінах моделі зв'язаності енергій – єдиний шлях для вирівнювання «тіла енергоспоживання» є взаємна заміна однієї енергії іншою.

Можна визначити варіанти вирівнювання «тіла енергоспоживання» для медичних установ:

- зменшення температури теплоносія в мережі теплопостачання (недостатня кількість енергії) при повній працездатності електричної мережі;
- відсутність теплової енергії з мережі теплопостачання (аварія на мережі теплопостачання) при повній працездатності електричної мережі;
- відсутність теплової енергії з мережі теплопостачання (аварія на мережі теплопостачання) відсутності електропостачання (робота від локального дизельного генератора).

Зрозуміло, що підтримання внутрішніх температурних режимів приміщень можливо лише у випадку, коли кількість енергії замінника може бути порівняна із недостатньою кількістю теплової енергії (рис. 2).

В термінах «тіла енергоспоживання» результат досягається коли після дії різних факторів і прийнятих протидій замінника однієї енергії на іншу площа тіла енергоспоживання S_1 до виникнення дії і S_2 після виникнення дії залишається незмінною (рис. 3).

В графічному представленні «тіла енергоспоживання» можна відобразити якісні межі форми «тіла енергоспоживання» по відношенню до теплової енергії (рис. 4).

Графічне представлення норм S_{min} – мінімум енергоспоживання S_{max} – максимум енергоспоживання відповідно до якісних вимог за кількісним параметром.

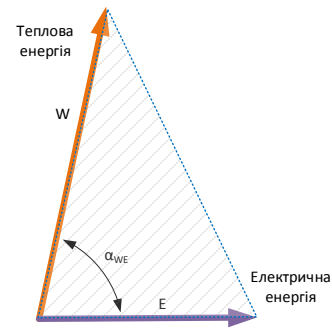


Рис. 2. Тіло енергоспоживання

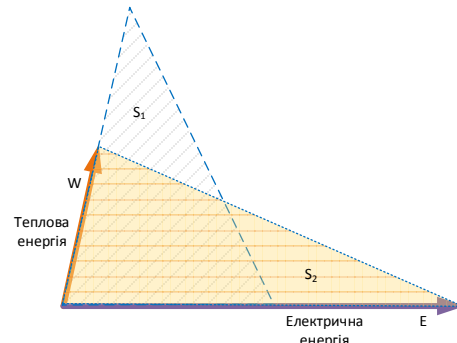


Рис. 3. Рівність площі тіла енергоспоживання після дії різних факторів

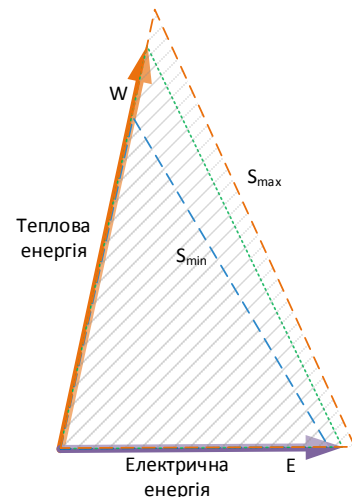


Рис. 4. Різниця площ тіла енергоспоживання відповідно до якісних вимог за кількісним параметром

Якість електричної енергії має значну кількість параметрів більшу за кількість параметрів якості теплової енергії (граней у термінах «тіла енергоспоживання»). Але при підвищенні споживання електричної енергії, збільшення обсягу споживання по потужності до деякої величини більше ніж на певну межу зростають і інші параметри неякості електрики. В неякості електрики в такому разі може захопити не один – два параметри а більшу кількість. І в такому випадку загальний стан якості електричної енергії знизиться до такої межі, коли використання складних приладів буде під загрозою. Що для медичних установ є не просто важливою, а над важливою умовою. Від правильності роботи електронних приладів може залежати життя людини.

Пропонується ввести оцінку загального стану

енергоспоживання підприємства. І такою оцінкою описувати досягнення межі в енергоспоживанні, коли якісні параметри вийдуть за межі допустимих, для безпечної роботи пристроїв і виконання персоналом своїх завдань. Таку оцінку можна назвати межею енергетичної стійкості.

Енергетична стійкість описує тільки перехідні режими енергопостачання підприємств. Під час нормальних режимів енергопостачання вся енергія, що потрібна для функціонування приладів і систем підприємства береться із мережі із необмеженою потужністю. При виникненні якихось аварій, або обмежень в мережі енергопостачання, підприємство може деякий, обмежений час, покривати свої енергопотреби за рахунок різних змін схеми енергопостачання, або за рахунок локальних джерел енергії.

Основний енергетичний потік, для підприємств в Україні припадає на теплову енергію, тому розрахунок тіла енергоспоживання і буде вестися таким чином, що за базову величину приймемо саме теплову енергію. Із фізичних особливостей всі матеріальні об'єкти мають теплову інерцію (рис. 5).

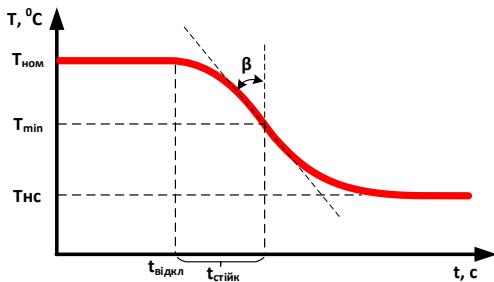


Рис. 5. Теплова інерція приміщень

На рис. 5 $T_{ном}$ відповідає номінальному рівню температури в приміщеннях. $T_{мін}$ – мінімальний рівень температури в приміщенні у відповідності до норм. При такій температурі $T_{мін}$ приміщення ще може використовуватися за призначенням. $T_{нс}$ – температура навколишнього середовища, мінімальна температура, до якої може знизитися температура в приміщенні. $t_{відкл}$ – час, коли було відключено теплопостачання. $t_{стійк}$ – час, за який температура знизиться до мінімально можливої, зниження якої не дозволить використовувати приміщення за призначенням. Такий час буде характеризувати стійкість приміщення (будівлі). Швидкість зменшення температури з $T_{ном}$ до $T_{мін}$ визначається кутом β . Іншими словами зменшення часу стійкості можна відобразити через величини кута β із прямою залежністю. Чим менший кут β , тим менший час стійкості приміщення.

На основі закону збереження енергії [9, 10] зміна внутрішньої енергії приміщення дорівнює сумі енергії підведеної до цього об'єму ззовні (джерело постачання теплової енергії, тепломережа) dQ_1 і енергії, яка виділяється в приміщенні за рахунок внутрішніх джерел теплоти dQ_2 .

$$dQ = dQ_1 + dQ_2.$$

Величина $dQ_2 = q_v dV dt$.

Де q_v – питома енергія внутрішніх джерел теплоти, яка виділяється в одиниці об'єму за одиницю

часу.

Знаходження dQ проводиться через елементарний об'єм зі сторонами dx, dy, dz :

$$dQ_1 = dQ_x + dQ_y + dQ_z.$$

Згідно закону Фур'є, енергія, що надходить до приміщення:

$$dQ'_x = -\lambda \frac{\partial t}{\partial x} dydzd\tau.$$

Енергія, що виходить із приміщення:

$$dQ''_x = -\lambda \frac{\partial t}{\partial x} (t + \frac{\partial t}{\partial x}) dydzd\tau,$$

λ – коефіцієнт теплопровідності.

В елементарному об'ємі залишається:

$$dQ'_x - dQ''_x = dQ_x = \lambda \frac{\partial^2 t}{\partial x^2} dx dy dz d\tau.$$

Аналогічно для dQ_y і dQ_z .

Тоді

$$dQ_1 = \lambda \left(\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} \right) dV d\tau.$$

Зрозуміло, що коефіцієнт теплопровідності (а в нашому випадку, це коефіцієнт теплопровідності огорожувальних конструкцій) буде безпосередньо впливати на час енергетичної стійкості. Чим менша теплопровідність огорожувальних конструкцій тим більший час енергетичної стійкості.

З іншої сторони величина часу стійкості буде залежати від dQ_2 – теплового потоку від внутрішніх джерел. Для медичних закладів одним із основних джерел внутрішнього теплового потоку є тепло людини (пацієнти, медичний персонал є джерелом тепла).

Забезпечення рівня енергетичної стійкості під час перехідних режимів енергопостачання. Можна виділити цілу низку заходів по підтримці енергетичної стійкості. Такі заходи об'єднуються в два основні напрями (рис. 6): зменшення енергоспоживання з пониженням групи енергопостачання приміщень і зменшення енергоспоживання за рахунок відключення деяких приміщень від енергоспоживання, але із збереженням групи енергоспоживання [11, 12].



Рис. 6. Основні напрями заходів по забезпеченню рівня енергетичної стійкості

Зазначені напрями забезпечення рівня енергетичної стійкості мають свої недоліки і переваги. Так для досягнення межової енергетичності (найбільш довгою за часом) можна тільки за рахунок пониження групи енергопостачання приміщень із наступним відключенням приміщень від енергопостачання.

Для досягнення найдовшої відповідності якісним

показникам енергопостачання підходить тільки другий напрям. Відключення частини приміщень від системи енергопостачання із збереженням групи енергопостачання для тих що залишаються.

Висновки. Запропонований критерій енергетичної стійкості дозволяє оцінити будівлі на можливість продовження виконання в них певних функцій і технологічних процесів в періоди переривів енергопостачання.

Використовуючи критерій енергетичної стійкості можливо проаналізувати будівельні конструкції і технологічні процеси в самих будівлях із метою вироблення заходів по підвищенню енергетичної стійкості.

Авторами зазначено, що енергетичну стійкість можна оцінювати і за критеріями якості енергопостачання, що є дуже визначальним для закладів медицини.

Тому роботу по розробці критеріїв оцінки енергетичної стійкості і заходів її підвищення необхідно продовжити.

Список літератури

- Соколов С. Я. *Теплофікація і теплові мережі*. Энерговид., 1982. 360 с.
- Вороновський Г. К. *Удосконалення практики оперативного управління великими теплофікаційними системами в нових економічних умовах*. Харків: Вид-во «Харків», 2002. 240 с.
- Сафонов А. П. *Автоматизація систем централізованого теплопостачання*. Энергія, 1974. 272 с.
- Гриб О. Г., Сокол Е. И., Жаркин А. Ф., Васильченко В. И., Тесик Ю. Ф. *Качество электрической энергии. Том 2. Контроль качества электрической энергии*. Харьков: ПП «Граф-Ікс», 2014. 244 с.
- URL: https://voltage.ua/files/voltage/file/20_Tipovye_resheniya_obzor_oborudovaniya_ABB/Prekticheskoe_rukovodstvo_po_electrosnabzheniyu_med_ychereghdenij.pdf (дата звернення: 10.11.2023).
- Шур І. З. Проблеми сучасного електроспоживання. *Енергетика. Електротехніка. Електроніка*. 2006. № 1. С. 23–24.
- Онищенко В. А., Самойленко И. А., Гриб О. Г., Жаркин А. Ф., Васильченко В. И., Ушаповский К. В., Сендерович Г. А., Светелик А. Д., Кондратенко К. И., Довгалюк О. Н., Щербакова П. Г., Захаренко Н. С. *Анализ и оценка экономических ущербов от низкого качества электрической энергии*. Харьков: ПП «Граф-Ікс», 2013. 329 с.
- Гриб О. Г., Крапалюк І. Т., Швець С. В., Лука О. В., Кауркин Є. О. Якість електричної енергії як функція зв'язаного енергоспоживання міських енергомереж. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv: NTU "KhPI". 2022. No. 2. P. 60–65.
- Савельев І. В. *Курс загальної фізики. Т. I*. Світ, 1970. 511 с.
- Хаазе Р. Термодинаміка необоротних процесів. Світ, 1967. 544 с.
- Sokol Ye., Cherkashenko M. *Synthesis of control schemes for hydroficated automation objects*. Germany: GmbH & Co, 2018. 120 p.
- Sokol E. I., Senderovich G. A., Grib O. G., Zaporozhets A. O., Dyachenko O. V., Samoilenko I. O., Skopenko V. V., Karpaluk I. T., Shvets S. V., Cherkashenko M. V., Starenkiy V. P., Zakharenko N. S., Rudevich N. V., Tesik Yu. F., Pronzeleva Yu. S., Fursova H. V. *Автоматика протияварійного управління електроенергетичних систем*. Харків: ФОБ Бровін, 2020. 216 с.

References (transliterated)

- Sokolov Ye. Ya. *Teplofikatsiya i teplovi merezhi* [Heating and heating networks]. Enerhovydav Publ., 1982. 360 p.
- Voronovskiy G. K. *Udoskonalennya praktyky operatyvnoho upravlinnya velykymy teplofikatsiynymy systemamy v novykh ekonomichnykh umovakh* [Improving the practice of operational management of large heating systems in the new economic environment]. Kharkiv, Kharkiv Publ., 2002. 240 p.
- Safonov A. P. *Avtomatyzatsiya sistem tseentralizovanoho teplopostachannya* [Automation of district heating systems]. Enerhiya Publ., 1974. 272 p.
- Grib O. G., Sokol E. I., Zharkin A. F., Vasilchenko V. I., Tesik Yu. F. *Kachestvo elektricheskoy energii. Tom 2. Kontrol' kachestva elektricheskoy energii* [Quality of electrical energy. Vol. 2. Quality control of electrical energy]. Kharkov, PP "Graf-Iks" Publ., 2014. 244 p.
- Available at: https://voltage.ua/files/voltage/file/20_Tipovye_resheniya_obzor_oborudovaniya_ABB/Prekticheskoe_rukovodstvo_po_electrosnabzheniyu_med_ychereghdenij.pdf (accessed 10.11.2023).
- Shchur I. Z. Problemy suchasnoho elektrospozhyvannya [Problems of modern electricity consumption]. *Enerhetyka. Elektrotehnika. Elektronika*. 2006, no. 1, pp. 23–24.
- Onishchenko V. A., Samoilenko I. A., Grib O. G., Zharkin A. F., Vasilchenko V. I., Ushchapovskiy K. V., Senderovich G. A., Svetelik A. D., Kondratenko K. I., Dovgalyuk O. N., Shcherbakova P. G., Zakharenko N. S. *Analiz i otsenka ekonomicheskikh ushcherbov ot nizkogo kachestva elektricheskoy energii* [Analysis and assessment of economic damage from poor quality electricity]. Kharkov, PP "Graf-Iks" Publ., 2013. 329 p.
- Hryb O. H., Krapalyuk I. T., Shvets S. V., Luka O. V., Kaurkin Ye. O. *Yakist' elektrychnoyi enerhiyi yak funktsiya zvyazanoho enerhospozhyvannya mis'kykh enerhomerezh* [Relationship between coronal discharge and harmonious component and their influence on electricity quality indicators]. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2022, no. 2, pp. 60–65.
- Savel'yev I. V. *Kurs zahal'noyi fizyky. T. I* [General physics course. Vol. I]. Svit Publ., 1970. 511 p.
- Khaaze R. *Termodynamika neoborotnykh protsesiv* [Thermodynamics of irreversible processes]. Svit Publ., 1967. 544 p.
- Sokol Ye., Cherkashenko M. *Synthesis of control schemes for hydroficated automation objects*. Germany, GmbH & Co Publ., 2018. 120 p.
- Sokol Ye. I., Senderovych H. A., Hryb O. H., Zaporozhets A. O., Dyachenko O. V., Samoilenko I. O., Skopenko V. V., Karpaluk I. T., Shvets S. V., Cherkashenko M. V., Staren'kyi V. P., Zakharenko N. S., Rudevych N. V., Tesyk Yu. F., Pronzeleva Yu. S., Fursova H. V. *Avtomatyka protyavariynoho upravlinnya elektroenerhetychnykh sistem* [Automation of emergency control of electric power systems]. Kharkiv, FOB Brovin Publ., 2020. 216 p.

Надійшла (received) 05.11.2023

Відомості про авторів / About the Authors

Гриб Олег Герасимович (Grib Oleg) – доктор технічних наук, професор, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», професор кафедри «Автоматизація та кібербезпека енергосистем»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-4758-8350>; e-mail: oleg47gryb@gmail.com

Карпалюк Ігор Тимофійович (Karpaliuk Igor) – доктор технічних наук, професор, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», професор кафедри «Автоматизація та кібербезпека енергосистем»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-5634-6807>; e-mail: humpway@gmail.com

Донецька Тетяна Сергіївна (Donetska Tetiana) – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри «Автоматизація та кібербезпека енергосистем»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-0925-1001>; e-mail: iierusalimovat@gmail.com

Десяр Ярослав Дмитрович (Dehtiar Yaroslav) – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», аспірант кафедри «Автоматизація та кібербезпека енергосистем»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0009-0006-5367-2611>; e-mail: Yaroslav.Dehtiar@ieee.khpi.edu.ua

Пишний Олександр Володимирович (Pyshnyi Oleksandr) – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», аспірант кафедри «Автоматизація та кібербезпека енергосистем»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0009-0007-8318-3912>; e-mail: pishniy.s@gmail.com

O. FATYEYEV, N. FATIEIEVA, V. POLIAKOV, A. SHYIAN, O. RADCHENKO

DESIGN SPECIFICS OF A BUILT-IN DIAGNOSTIC SYSTEM FOR HYDRAULIC MACHINES

The basis for obtaining information about the object of diagnosis is technical diagnostic tools, which involve measuring operations of various parameters, the totality of which is the basis of the diagnostic process. Diagnostic tools are divided into external, portable (mobile) and built-in. Built-in technical diagnostic tools are considered. The built-in diagnostic system (BDS) is an autonomous complex for automatic checking of the degree of operability and serviceability of units and the hydraulic drive as a whole, which allows, within limited limits, to localize some faults based on the results of monitoring diagnostic and functional parameters in operational or special test modes, and the diagnostic results can be presented to the operator or accumulated for further processing. Compared to other built-in diagnostic tools, BDSs are the most complex and relatively new devices. They are in the process of development, prototyping, and experimental research. A set of diagnostic equipment was designed, namely: designing a unit of measuring instrumentation; designing a load device for diagnosing pumps and taking load characteristics directly at the facility. The designed set of diagnostic devices is used as an integrated diagnostic system (due to built-in sensors), as well as a separate diagnostic complex due to the ability to connect external sensors. The values of the diagnostic parameters measured by this complex can be recorded on an internal memory card or transferred via wireless Bluetooth to a PC or Android device (smartphone, tablet) for further processing. A study was also carried out to assess the strength of the hydrotester body using a computational and analytical method (using the finite element method in the Ansys Static Structural environment), which is equivalent to full-scale testing in terms of boundary conditions and achievable results. Based on the calculation results, it is possible to assert that the choice of material and structural dimensions of the designed device were chosen rationally.

Keywords: technical diagnostics, hydraulic tester, measuring instrumentation unit, load device, pressure, flow rate, fluid temperature.

O. M. ФАТЄЄВ, Н. М. ФАТЄЄВА, В. В. ПОЛЯКОВ, А. В. ШИЯН, О. С. РАДЧЕНКО

ОСОБЛИВОСТІ ПРОЄКТУВАННЯ ВБУДОВАНОЇ СИСТЕМИ ДІАГНОСТУВАННЯ ГІДРАВЛІЧНИХ МАШИН

Основою отримання інформації про об'єкт діагностування є засоби технічного діагностування, при цьому передбачається проведення операцій вимірювання різних параметрів, сукупність яких є основою процесу діагностування. Засоби діагностування поділяють на зовнішні, переносні (пересувні) та вбудовані. Розглянуто вбудовані засоби технічного діагностування. Вбудована система діагностування (ВСД) є автономним комплексом для автоматичної перевірки ступеня працездатності та справності агрегатів і гідроприводу в цілому, що дозволяє, в обмежених межах, локалізувати деякі несправності за результатами контролю діагностичних і функціональних параметрів в експлуатаційних або спеціальних тестових режимах, причому результати діагностування можуть бути представлені оператору або накопичуються для подальшої обробки. По відношенню до інших вбудованих засобів діагностування ВСД є найбільш складними та порівняно новими пристроями. Вони перебувають у стадії розробки, макетування та експериментальних досліджень. Було проведено проєктування комплексу діагностичного обладнання, а саме: проєктування блоку вимірювальних приладів; проєктування навантажувального пристрою для діагностики насосів і зняття навантажувальної характеристики безпосередньо на об'єкті. Спроєктований комплект діагностичних пристроїв використовується в якості вбудованої системи діагностування (за рахунок вбудованих датчиків), а також як окремий діагностичний комплекс за рахунок можливості підключення зовнішніх датчиків. Вимірювані цим комплексом значення діагностичних параметрів можуть бути записані на внутрішню карту пам'яті або передані через бездротовий Bluetooth-зв'язок на персональний комп'ютер PC або Android-пристрій (смартфон, планшет) для подальшої обробки. Також було проведено дослідження оцінки міцності корпусу гідротестера розрахунково-аналітичним способом (із застосуванням методу кінцевих елементів в середовищах Ansys Static Structural), що є еквівалентним натурним випробуванням щодо крайових умов та досяжних результатів. За результатом розрахунку можливо стверджувати, що вибір матеріалу і конструктивні розміри спроєктованого приладу були обрані раціонально.

Ключові слова: технічне діагностування, тестер гідравлічний, блок вимірювальних приладів, навантажувальний пристрій, тиск, витрата, температура робочої рідини.

Introduction. The use of technical diagnostics provides a direction for changing not only the technical condition of the hydraulic drive of machines, but also their maintenance and repair system during operation, since technical diagnostics is a prerequisite for the transition to advanced methods of maintenance and repair of hydraulic drives according to their technical condition.

A diagnostic system should be developed at the design stage of hydraulic drives, because only then can the required level of controllability and manufacturability be ensured. When developing diagnostic systems for hydraulic drives, the following main tasks are solved tasks: development of diagnostic algorithms; forecasting changes in their technical condition during operation; selection of diagnostic methods; development of diagnostic tools [1].

The basis for obtaining information about the object of diagnostics is technical diagnostic tools, which involve measuring operations of various parameters, the totality of

which is the basis of the diagnostic process [2].

Diagnostic tools are divided into external, portable (mobile) and built-in. A built-in technical diagnostic tool is a diagnostic tool made in a common design with the object of diagnosis [3].

A technical diagnostics system is a set of means and object of diagnostics and, if necessary, performers prepared for diagnostics or performing it in accordance with the rules established by the relevant documentation [4].

Problem statement in a general way. A significant number of vehicles (land, air, water, underground) and technological facilities are equipped with hydraulic drives. The operability of the hydraulic drive largely determines the reliability of the machine as a whole, so assessing the technical condition of hydraulic systems becomes an important task in the facility diagnostics system [5, 6]. Diagnostics of hydraulic drives can largely solve the problem of diagnosing the object as a whole.

In order to prevent failures and accidents, reduce the time and costs associated with fault detection, there is a need to design and operate built-in diagnostic tools for 'hydro' facilities.

The first step towards obtaining individualised information about the hydraulic drive being diagnosed is the use of combinations of instruments connected to the sensors installed in the drive [7] or on-board monitoring systems for mobile machines [8].

The built-in diagnostic system (BDS) is an autonomous complex for automatic checking of the degree of operability and serviceability of units and the hydraulic drive as a whole, which allows, within limited limits, to localise some faults based on the results of monitoring diagnostic and functional parameters in operational or special test modes, and the diagnostic results can be presented to the operator or accumulated for further processing.

The traditional method of on-board diagnostics is to build an algorithm based on the deviation $\Delta Y(t)$ of the measured value $Y(t)$ from its set value $Y_0(t)$. However, this method allows to establish only the values of the controlled parameter outside the permissible limits and does not specify the cause of the system malfunction. It is possible to create a diagnostic system with elements of artificial intelligence [9, 10]. Such a system on the basis of logical analysis of the values of the controlled parameters identifies the faulty element of the hydraulic drive, indicates the way to eliminate the fault and warns about the pre-emergency situation. This reduces the time-consuming processes of installing measuring equipment during adjustment work and finding and locating faulty hydraulic drive elements, and ensures a significant reduction in labour costs for maintenance and repair by eliminating a significant proportion of sudden failures and by having the driver (operator) participate in the elimination of minor faults of the diagnosed object.

Fig. 1 shows a generalised structure diagram of an embedded microprocessor-based diagnostic system. It includes the following functional units: a primary converter unit, a signal normalisation unit, an on-board microprocessor, a control unit and information display facilities. Analogue and digital signals of pressure, flow rate, degree of purification and level of working fluid, temperature of pump body parts, crankshaft speed of the engine (pumps), some auxiliary signals from low-voltage electrical equipment, etc. can be used as the main input information [11].

Promising functions of built-in diagnostic systems for hydraulic drives include:

- searching for faults or their causes with recommendations to the operator for their elimination and further actions;
- checking the degree of operability of individual subsystems of the diagnosed object in a dialogue mode;
- control of diagnosed systems in case of emergency and pre-emergency situations;
- forecasting the resource life of individual units.

It should also be noted that the feasibility of equipping a built-in diagnostic system is determined by the type of mobile machine or process equipment, their

mode of operation, the complexity of the drives being diagnosed, and the responsibility and cost of the operations they perform.

Compared to other built-in diagnostic tools, BDSs are the most complex and relatively new devices. They are in the process of development, prototyping and experimental research.

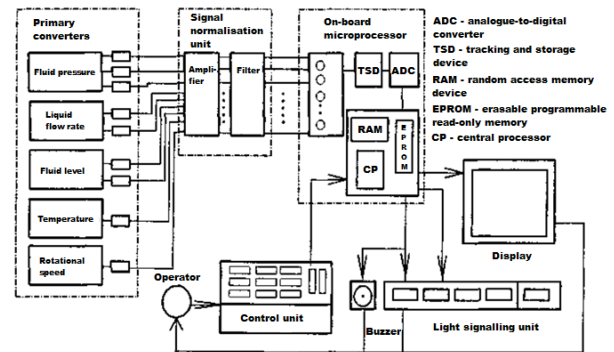


Fig. 1. Structure diagram of the BDS of hydraulic drives

Research Methodology. Quantitative evaluation of diagnostic parameters can be carried out taking into account the provisions of information theory. However, at the first stages, it is advisable to select them on qualitative grounds. One of the criteria may be the attempt to bring the list of faults detected by the built-in diagnostic system as close as possible to the list specified in the classifier of characteristic faults of hydraulic systems of the object being diagnosed. For designed hydraulic drives, such a list can be compiled on the basis of a principle scheme, taking into account the experience of operating similar facilities [12]. Preference should be given to the key parameters that determine the safety of the object to be diagnosed (for example, the pressure in the steering or braking circuits of a mobile machine) and parameters that characterise faults that lead to significant technical and economic losses.

Taking into account the possible options for organising the BDS operation algorithm, the parameters of hydraulic drives can be divided into subgroups according to the following features:

- parameters that determine the safety of the facility;
- parameters for daily inspection (pre-operational inspection);
- parameters for continuous tolerance control;
- auxiliary parameters and control points.

Auxiliary parameters are used to organise the fault finding process. The rationale for using or the significance of an auxiliary parameter can be assessed by the number of elementary algorithms in which it is involved, i.e. the number of faults (and their degree of responsibility) for which this parameter is required to be detected; its exclusion leads to a deterioration in the recognition of many faults.

When selecting the monitored parameters and sensor installation locations, the possibility of measuring the parameter and the design features of the elements of the hydraulic drive being diagnosed should be taken into account.

Based on the above analysis of the design process of

an embedded microprocessor-based hydraulic drive diagnostic system, a number of key parameters can be identified that are required in its development:

- number of control points (input signals) and their location at the facility;
- type of input signals;
- nomenclature of sensors;
- level of signals produced by the sensors;
- measurement range for different channels;
- measurement accuracy (of sensors);
- indication discreteness;
- permissible values of measured values;
- microprocessor set, taking into account which the design is carried out;
- memory capacity of RAM and EPROM;
- means of communication with the operator.

These data are part of the terms of reference for the development of the BDS and should be taken into account in the process of formation and refinement.

1. Designing a built-in diagnostic system. It is advisable to design a set of diagnostic equipment for the main range of parameters of modern hydraulic systems of hydrofied equipment [13, 14].

Initial data for design:

1. the measured flow rate range is from 10 to 200 l/min;
2. pressure measurement range – from 0 to 400 bar;
3. measuring range of working fluid temperature – from 5 to 90°C;
4. measuring range of output shaft rotational speed – from 10 to 10000 min⁻¹.

Based on the initial data, the design consists of two main stages:

- design of the measuring instrumentation unit;
- designing a load device for diagnosing pumps and taking load characteristics directly at the facility.

The hydraulic tester is a handy portable device (Fig. 2) and is designed to diagnose the condition of hydraulic systems by the following parameters [15, 16]:

- fluid flow rate;
- fluid pressure;
- fluid temperature;
- speed of the drive shaft or hydraulic motor shaft.

Set of diagnostic devices SDD

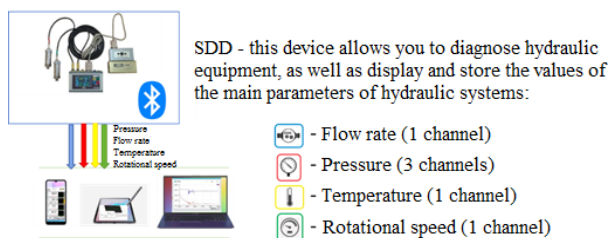


Fig. 2. Set of diagnostic devices

The main spheres of application are service and analysis of hydraulic systems.

The tester is based on the ATmega2560 microcontroller. A 3.2" TFT-HX8357 monitor with a resolution of 480x320 pixels is used as a human-machine interface.

The HET-200 has six input channels (three analogue channels – pressure P , P_1 , P_2 and three digital channels – flow rate Q , temperature t , rotation speed n) and can display, record and process signals from sensors connected to the device [16].

For operational measurement of the main parameters of the hydraulic system, a single connector with three channels (Q , P , t) is used, to which a block of measuring instruments is connected for simultaneous measurement of the flow, pressure and temperature of the working fluid.

To measure the pressure at different points of the hydraulic system, there are two analogue channels (P_1 and P_2) with separate connectors for connecting pressure sensors. For these sensors, the HET-200 screen can display the measured actual, maximum, minimum pressure values, as well as the difference between the values of channels P_1 and P_2 ($P_1 - P_2$). The maximum and minimum values (P_{1min} , P_{1max} , P_{2min} , P_{2max}) can be reset at any time by pressing the button. The measuring range of the connected sensors is selected in the configuration.

To measure the speed of the drive shaft or hydraulic motor shaft, a separate connector with a digital input (n) is provided, to which a tachometer is connected.

The HET-200 has a built-in real-time clock, which is convenient for processing measurement results. The current date and time are displayed at the top of the screen. Correction of the current date and time is possible in the setup mode.

The measured values can be recorded on the internal memory card or transferred via Bluetooth-wirelessly to a PC or Android-device (smartphone, tablet) for further processing.

The basic set of the hydraulic tester includes:

- hydraulic tester – 1 pc;
- measuring instrumentation unit (to be designed) – 1 pc;
- DB9 (COM) connection cable – 1 pc;
- miniUSB-USB (5V) charging cable – 1 pc;
- USB power supply (5V, 2A) – 1 pc.

The design of the measuring instrumentation unit is shown in Fig. 3.

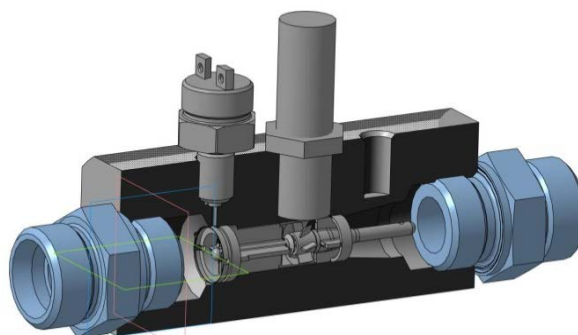


Fig. 3. Design of the measuring instrumentation unit:
1 – body; 2 – turbine; 3 – guide bushing; 4 – inductive turbine speed sensor; 5 – pressure sensor; 6 – temperature sensor installation location; 7 – fittings

The display device has the view shown in Fig. 4.

The general view of the diagnostic equipment set is shown in Fig. 5.



Fig. 4. Device for indicating and recording hydraulic system parameters

Configuration of the diagnostic device and connection to the input channels

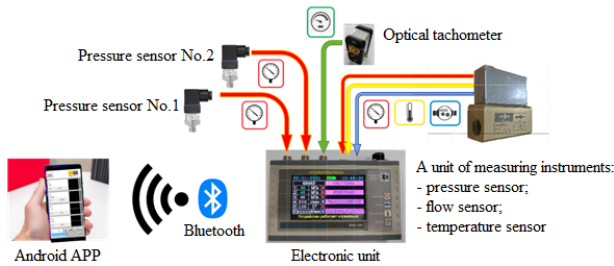


Fig. 5. The diagnostic equipment set

2. Assessment of the strength of the hydrotester body. The aim of the study is to evaluate the strength of the hydrotester body by a computational and analytical method (using the finite element method in the Ansys Static Structural environment), which is equivalent to full-scale testing in terms of boundary conditions and achievable results [17, 18].

The object of research is the body of the measuring instrumentation unit used in the design hydrotester. Test conditions – simulation of full-scale tests by computer calculation using the finite element method in the ANSYS Workbench 2023 R2 environment.

Design model – a solid STEP-model that corresponds exactly to the full-scale sample in terms of dimensions, MCC-characteristics that form the model assembly, as well as materials of their manufacture (tensile strength, yield strength, Poisson's ratio, etc.): Structural Steel (typical characteristics for Steel 3), deformable aluminium alloy of B96 grade – Table 1.

Table 1 – Physical and mechanical properties of the material deformable aluminium alloy grade B96 in the Ansys environment

Density	2850 kg/m ³
Modulus of Elasticity	7400 kg/mm ²
Poisson's ratio	0.36
Young's modulus	76 GPa
Yield strength	550–570 MPa
Tensile strength	480 MPa

At the stage of tensile-compressive elasticity, aluminium alloys have higher relative elongations than steels (Fig. 6).

The body is made of aluminium alloy B96. The appearance of the design model in the ANSYS Workbench software environment is shown in Fig. 7.

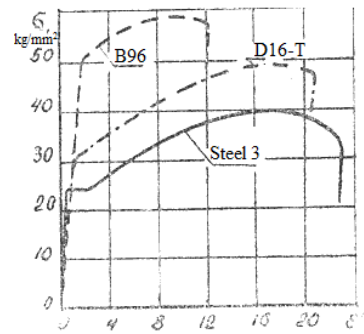


Fig. 6. Tensile-compression diagram of aluminium alloys

At the next stage, the model under study was divided into finite elements (Fig. 8). The total number of finite elements is 21476, which contain 13353 nodes of the tetrahedron type (tetrahedral mesh).

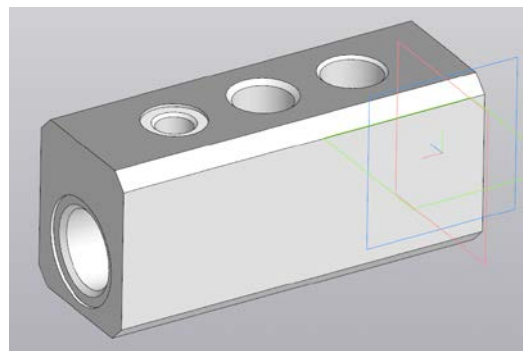


Fig. 7. 3D-model of the body in the ANSYS Workbench environment

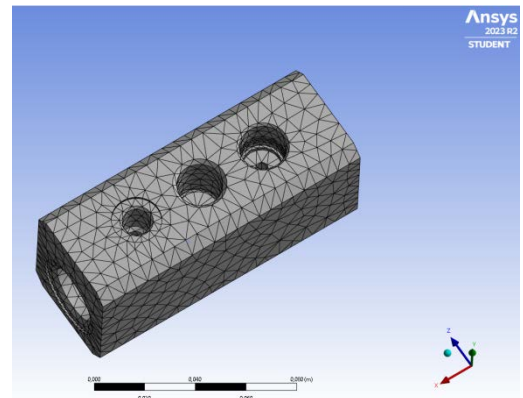


Fig. 8. Breakdown of the model under study into finite elements

Obviously, the model requires the use of displacement constraints, otherwise it will not be statically balanced. Let's set the constraints according to the actual anchoring of the body (Fig. 9) – rigid anchoring at the lower edge of the body (Fixed support).

Let's analyse the design model under the conditions of the working fluid under maximum pressure. In accordance with the operating pressure range of the diagnostic hydraulic equipment, we take the maximum pressure P_{max} to be 40 MPa. We distribute the pressure over all internal surfaces where the working fluid is located (Fig. 10). The pressure load is applied in stages.

Linear pressure increase to the maximum (40 MPa) in 1 s.

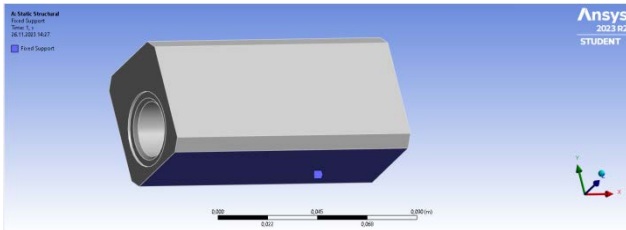


Fig. 9. Formation of boundary conditions for calculation

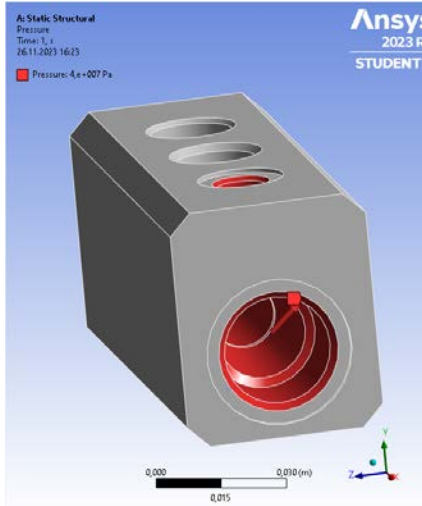


Fig. 10. Scheme of loading with pressure $P_{max} = 40$ MPa

To familiarise yourself with the results of the calculation, it is advisable to familiarise yourself with the Mises maximum stress criteria, which is based on the Mises-Hencky theory, also known as the theory of shape change energy. In elasticity theory, an infinitesimal volume of material at any point on or inside a solid can be rotated so that only normal stresses remain and all shear stresses are zero. The three remaining normal stresses are called principal stresses: σ_1 – maximum, σ_2 – average, σ_3 – minimum. In this case, the following condition is met: $\sigma_1 > \sigma_2 > \sigma_3$.

For principal stresses $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$, the Mises stress is expressed as follows:

$$\sigma_{vonMises} = \{[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2] / 2\}^{1/2}.$$

The theory states that a ductile material begins to fail at the point where the Mises stress becomes equal to the ultimate stress. In most cases, the yield strength is used as the ultimate stress σ_{limit} , so the condition $\sigma_{vonMises} \geq \sigma_{limit}$ must be met. Since our problem does not involve plastic deformations, the research is carried out within the framework of Hooke's law. With a linear relationship between strain and material isotropy, stresses and strains are related by Hooke's law as follows (excluding temperature effects):

$$\begin{aligned} \epsilon_x &= \frac{1}{E} (\sigma_x - \nu\sigma_y - \nu\sigma_z), \gamma_{xy} = \frac{1}{G} \tau_{xy}; \\ \epsilon_y &= \frac{1}{E} (-\nu\sigma_x + \sigma_y - \nu\sigma_z), \gamma_{xz} = \frac{1}{G} \tau_{xz}; \\ \epsilon_z &= \frac{1}{E} (-\nu\sigma_x - \nu\sigma_y + \sigma_z), \gamma_{yz} = \frac{1}{G} \tau_{yz}; \end{aligned}$$

where $\epsilon_x, \epsilon_y, \epsilon_z$ – linear deformations; E – Young's modulus; G – shear module; $\gamma_{xy}, \gamma_{xz}, \gamma_{yz}$ – shear

deformations in the relevant planes; ν – Poisson's ratio (shown in Table 1).

The distribution of equivalent stresses (fourth theory of strength) in a part is shown in Fig. 11.

The colour palette corresponding to the numerical stress values in Pa is shown. The maximum equivalent stresses in the part were $\sigma_{max} = 192$ MPa.

The distribution of total deformations in the part is shown in Fig. 12.

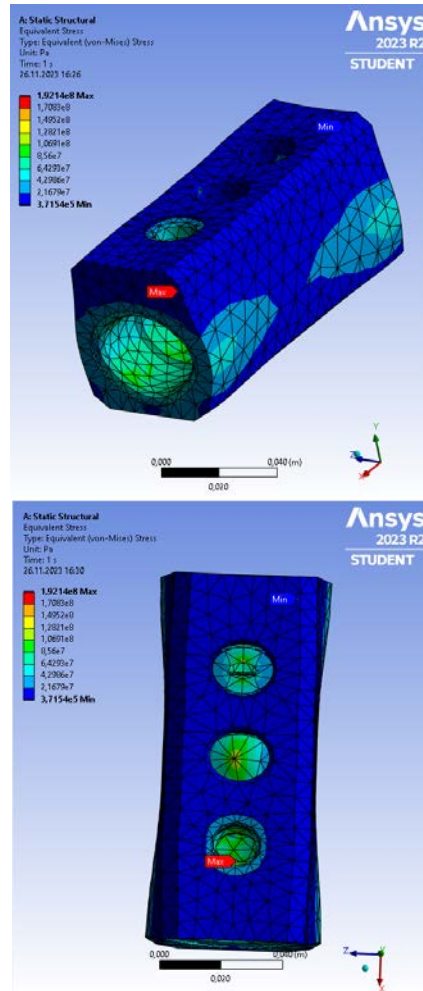


Fig. 11. Equivalent stress distribution palette

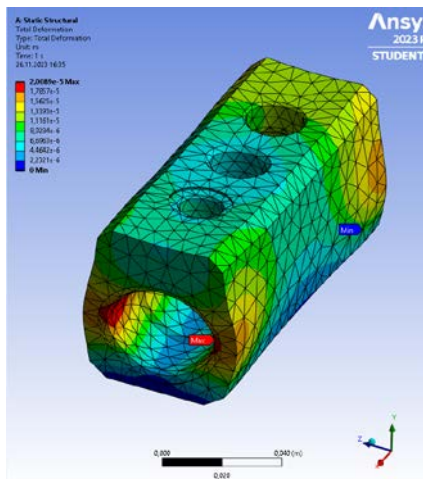


Fig. 12. Total strain distribution palette

The maximum deformation is 0.02 mm in the area of the threaded connection of the fittings.

The value of the minimum safety factor (Fig. 13) at the yield strength is $n_{\min} = 1.5289$, which is sufficient.

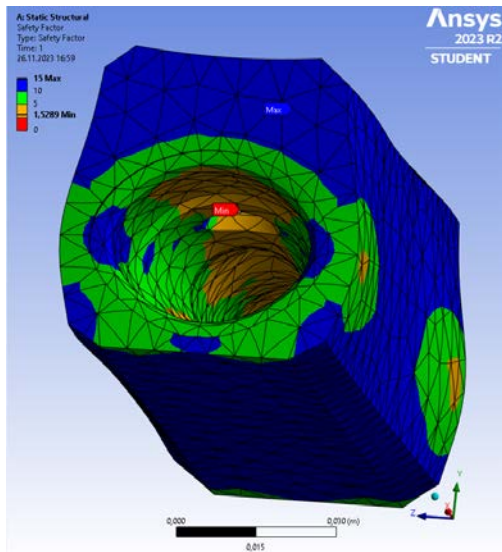


Fig. 13. Safety factor distribution palette

Based on the results of the calculation, it is possible to assert that the choice of material and structural dimensions was correct.

Conclusions. According to the above structural diagram of the built-in microprocessor diagnostic system, a set of diagnostic devices was developed that can be used as a built-in diagnostic system (due to built-in sensors), as well as a separate diagnostic complex due to the possibility of connecting external sensors.

To solve the problems of operational measurement of the main parameters of hydraulic systems, a set of diagnostic equipment was developed for the main range of parameters of modern hydraulic systems, namely the flow range from 10 to 200 l/min, the pressure range from 0 to 400 bar, the temperature range from 5 to 90°C.

A study was also carried out to assess the strength of the hydrotester body using a computational and analytical method (using the finite element method in the Ansys Static Structural environment), which is equivalent to full-scale testing in terms of boundary conditions and achievable results. The calculation results confirm the correct choice of material and structural dimensions, which is also confirmed by hydrostatic testing of the prototype.

References

- Dai J., Tang J., Huang S., Wang Y. Signal-Based Intelligent Hydraulic Fault Diagnosis Methods: Review and Prospects. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*. 2019. Vol. 32. Article. no. 75. doi: 10.1186/s10033-019-0388-9
- Venkatasubramanian V., Rengaswamy R., Kavuri S. N., Yin K. A review of process fault detection and diagnosis: Part III: Process history based methods. *Computers & Chemical Engineering*. 2003. Vol. 27, issue 3. P. 327–346. doi: 10.1016/S0098-1354(02)00162-X
- Андренко П. М., Лебедєв А. Ю., Сви́нарєнко М. С. *Технічне діагностування гідравлічних приводів*. Харків: НТУ «ХПІ», 2016. 172 с.
- ДСТУ 2389:94. *Технічне діагностування та контроль технічного стану. Терміни та визначення / Нац. стандарт*

- України. Київ: Держстандарт України, 1994. 23 с.
- Fatieieva N., Fatyeyev O., Poliakov V. Reliability of hydropneumodrives for metal cutting equipment. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv: NTU "KhPI". 2023. No. 1. P. 56–59.
- Jocanovic M., Sevic D., Karanovic V., Beker I., Dudic S. Increased Efficiency of Hydraulic Systems Through Reliability Theory and Monitoring of System Operating Parameters. *Journal of Mechanical Engineering*. 2012. Vol. 58, no. 4. P. 281–288.
- Liu M., Wu Y., Song H., Zou Y., Shu X. Multiparameter measuring system using fiber optic sensors for hydraulic temperature, pressure and flow monitoring. *Measurement*. 2022. Vol. 190. P. 110705. doi: 10.1016/j.measurement.2022.110705
- Gupta S., Khosravy M., Gupta N., Darbari H., Patel N. Hydraulic System Onboard Monitoring and Fault Diagnostic in Agricultural Machine. *Brazilian Archives of Biology and Technology*. 2019. Vol. 62. P. 1–15. doi: 10.1590/1678-4324-2019180363
- Tao H., Jia P., Wang X., Wang L. Real-Time Fault Diagnosis for Hydraulic System Based on Multi-Sensor Convolutional Neural Network. *Sensors*. 2024. Vol. 24, no. 2. P. 353. doi: 10.3390/s24020353
- Konieczny J., Waldemar Ł., Stojek J. Classification of Wear State for a Positive Displacement Pump Using Deep Machine Learning. *Energies*. 2023. Vol. 16, no. 3. P. 1408. doi: 10.3390/en16031408
- Фатєєв О. М., Фатєєва Н. М., Поляков В. В. Методи та засоби діагностування насосів і гідромоторів за коефіцієнтом корисної дії. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv: NTU "KhPI". 2022. No. 2. P. 49–53.
- Савел'єв К. В., Волоцький В. М. Досвід комплексного технічного обслуговування і ремонту гідросистем машин і обладнання. *Техніка приводів*. 1997. № 2.
- Сьомін Д. О., Роговий А. С. *Вихорокамерні нагнітачі: монографія*. Харків: ФОП Мезіна В. В., 2017. 204 с.
- Fatieieva N., Fatyeyev O., Ponomarov V. Advantages of using hydraulic equipment of modular mounting in the modernization of machine hydrosystems. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv: NTU "KhPI". 2022. No. 1. P. 33–41.
- Аврунін Г. А., Пімонов І. Г. Сучасне обладнання та прилади для підвищення надійності об'ємного гідроприводу (ОГП). *Підйомно-транспортна техніка*. 2018. № 3 (59). С. 75–85.
- Фатєєв О. М., Салига Т. С., Красильник А. В., Сьомин А. В. Методика діагностики та налаштування гідравлічних систем тестером гідравлічним ТГ-200. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv: NTU "KhPI". 2015. No. 45 (1154). P. 106–110.
- Роговий А. С. *Використання методів числового вирішення задач інженерного аналізу: навч. посіб.* Харків: ХНАДУ, 2019. 112 с.
- ANSYS, C. R22. *1 Help manual*. ANSYS Inc. 2022.

References (transliterated)

- Dai J., Tang J., Huang S., Wang Y. Signal-Based Intelligent Hydraulic Fault Diagnosis Methods: Review and Prospects. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*. 2019, vol. 32, article. no. 75. doi: 10.1186/s10033-019-0388-9
- Venkatasubramanian V., Rengaswamy R., Kavuri S. N., Yin K. A review of process fault detection and diagnosis: Part III: Process history based methods. *Computers & Chemical Engineering*. 2003, vol. 27, issue 3, pp. 327–346. doi: 10.1016/S0098-1354(02)00162-X
- Андренко П. М., Лебедєв А. Ю., Сви́нарєнко М. С. *Технічне діагностування гідравлічних приводів* [Technical diagnostics of hydraulic drives]. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2016. 172 p.
- ДСТУ 2389:94. *Технічне діагностування та контроль технічного стану. Терміни та визначення* [State Standard 2389:94. Technical diagnostics and control of technical condition. Terms and definitions]. Kyiv, State Standard of Ukraine Publ., 1994. 23 p.
- Fatieieva N., Fatyeyev O., Poliakov V. Reliability of hydropneumodrives for metal cutting equipment. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2023, no. 1. pp. 56–59.
- Jocanovic M., Sevic D., Karanovic V., Beker I., Dudic S. Increased

- Efficiency of Hydraulic Systems Through Reliability Theory and Monitoring of System Operating Parameters. *Journal of Mechanical Engineering*. 2012, vol. 58, no. 4, pp. 281–288.
7. Liu M., Wu Y., Song H., Zou Y., Shu X. Multiparameter measuring system using fiber optic sensors for hydraulic temperature, pressure and flow monitoring. *Measurement*. 2022, vol. 190, p. 110705. doi: 10.1016/j.measurement.2022.110705
 8. Gupta S., Khosravy M., Gupta N., Darbari H., Patel N. Hydraulic System Onboard Monitoring and Fault Diagnostic in Agricultural Machine. *Brazilian Archives of Biology and Technology*. 2019, vol. 62, pp. 1–15. doi: 10.1590/1678-4324-2019180363
 9. Tao H., Jia P., Wang X., Wang L. Real-Time Fault Diagnosis for Hydraulic System Based on Multi-Sensor Convolutional Neural Network. *Sensors*. 2024, vol. 24, no. 2, p. 353. doi: 10.3390/s24020353
 10. Konieczny J., Waldemar Ł., Stojek J. Classification of Wear State for a Positive Displacement Pump Using Deep Machine Learning. *Energies*. 2023. Vol. 16, no. 3. P. 1408. doi: 10.3390/en16031408
 11. Fatyeyev O. M., Fatieieva N. M., Polyakov V. V. Metody ta zasoby diahnostuvannya nasosiv i hidromotoriv za koefitsiyentom korisnoyi diyi [Methods and means of diagnosing pumps and hydraulic motors by efficiency]. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2022, no. 2. P. 49–53.
 12. Savyel'yev K. V., Volots'kyu V. M. Dosvid kompleksnoho tekhnichnoho obsluhovuvannya i remontu hidrosystem mashyn i obladnannya [Experience in complex maintenance and repair of hydraulic systems of machinery and equipment]. *Tekhnika pryvodiv*. 1997, no. 2.
 13. Syomin D. O., Rogovyi A. S. *Vykhorokamerni nahnitachi: monohrafiya* [Vortex chamber superchargers]. Kharkiv, FOP Mezina V. V. Publ., 2017. 204 p.
 14. Fatieieva N., Fatyeyev O., Ponomarov V. Advantages of using hydraulic equipment of modular mounting in the modernization of machine hydrosystems. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2022, no. 1, pp. 33–41.
 15. Avrunin H. A., Pimonov I. H. Suchasne obladnannya ta prylady dlya pidvyshchennya nadiynosti ob'yemnoho hidropryvodu (OHP) [Modern equipment and devices to improve the reliability of the volumetric hydraulic drive (VHD)]. *Pidymno-transportna tekhnika*. 2018, no. 3 (59), pp. 75–85.
 16. Fatyeyev O. M., Salyha T. S., Krasyl'nyk A. V., Yer'omyn A. V. Metodyka diahnostyky ta nalashuvannya hidravlichnykh system testerom hidravlichnym TH-200 [Methods of diagnostics and adjustment of hydraulic systems with a hydraulic tester TG-200]. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2015, no. 45 (1154), pp. 106–110.
 17. Rogovyi A. S. *Vykorystannya metodiv chyslovoho vyrishennya zadach inzhenernoho analizu* [Using of numerical solution methods of engineering analysis problems]. Kharkiv, KhNADU Publ., 2019. 112 p.
 18. ANSYS, C. R22. *1 Help manual*. ANSYS Inc. 2022.

Received 10.12.2023

Відомості про авторів / About the Authors

Фатєєв Олександр Миколайович (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

Фатєєва Надія Миколаївна (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

Поляков Валерій Валерійович (Poliakov Valerii) – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», аспірант кафедри «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури»; м. Харків, Україна; e-mail: valerii.poliakov@mit.khpi.edu.ua

Шиян Анатолій Вадимович (Shyian Anatolii) – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», аспірант кафедри «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0009-0004-6744-085X>; e-mail: anatolii.shyian@mit.khpi.edu.ua

Радченко Олександр Сергійович (Radchenko Oleksandr) – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», студент кафедри «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури»; м. Харків, Україна; e-mail: oleksandr.radchenko@mit.khpi.edu.ua

М. І. ЧЕРПАКОВ**ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ СВЕРДЛИЛЬНОГО ВЕРСТАТА ЗА ДОПОМОГОЮ СТРУКТУРНОЇ ОРГАНІЗАЦІЇ**

Розглядається метод структурної організації гідропневмоагрегатів та його прикладне застосування. Синтез керуючих пристроїв гідро- та пневмоагрегатів є актуальною проблемою, оскільки на цьому етапі формуються основні технічні характеристики, що впливають на якість та функціонування. Значущим елементом є обрана структурна організація, оскільки раціональність її структури впливає не тільки на швидкість, простоту експлуатації та раціональність самої схеми, а також на стандартизацію та легкість створення пристроїв. Завдяки визначенню структурної організації гідропневмоагрегатів, а саме її елементів та взаємодії між ними у дискретно-аналоговій системі, був розглянутий приклад побудови гідропневмосистеми свердильного верстата. У статті розглянуті основні складові структурної організації, побудована схема, спираючись на яку, при проєктуванні гідропневмоагрегата, є реальним скоротити кількість елементів пам'яті та логічних елементів. Розглянуті множини та підмножини такої структури, визначені вхідні та вихідні сигнали гідропневмоагрегата. Розглянутий блок пам'яті та його командоапарат. Розглянуті блоки збігів та блоки поділів включень. Представлена схема свердильного верстата та зроблений її опис із вказанням елементної бази. Описаний початок роботи даної схеми та побудований граф операцій для технологічних переходів всередині неї. Побудована таблиця включень для схеми, яка містить у собі відомості про поточні позиції виконавчих пристроїв та їхній режим роботи, його поточний стан, а також про взаємодію вхідних та вихідних пристроїв. Надане визначення поняттю граф. Були складені СЛР для станів переходів із урахуванням сигналів, що переводять систему у наступний стан, та сигналів, що діють всередині переходу. Були мінімізовані відповідні системи лінійних рівнянь. Розглянуто місце логічних контролерів у даній структурній організації.

Ключові слова: структурна організація, синтез схем, гідропневмоагрегат, дискретно-аналогова система, логічні контролери, свердильний верстат.

М. CHERPAKOV**INCREASING THE EFFICIENCY OF THE DRILLING MACHINE WITH STRUCTURAL ORGANIZATION**

The purpose of the article is to consider the method of structural organization of hydropneumatic units and its practical application. The synthesis of control devices of hydraulic and pneumatic units is an actual question, since at this stage the main technical characteristics affecting quality and functioning are formed. A significant element is the chosen structural organization, since the rationality of its structure affects not only speed, ease of operation and rationality of the scheme itself but also standardization and ease of device creation. Thanks to the definition of the structural organization of hydropneumatic units, namely its elements and the interaction between them in a discrete-analog system, an example of the construction of a hydropneumatic system of a drilling machine was considered. In the article, the main components of the structural organization are considered, a scheme is built, based on which, when designing a hydropneumatic unit, it is realistic to reduce the number of memory elements and logical elements. The sets and subsets of this structure are considered, the input and output signals of the hydropneumatic unit are determined. The memory block and its control unit are considered. Coincidence blocks and inclusion division blocks are considered. The scheme of the drilling machine is presented and its description is made with the indication of the element base. The beginning of the operation of this scheme is described and the operation graph for technological transitions within it is constructed. A table of inclusions for the scheme is built, which contains information about the current positions of executive devices and their operating mode, its current state, as well as about the interaction of input and output devices. The definition of the concept of the graph is provided. CPRs were constructed for transition states, taking into account the signals that move the system to the next state and the signals acting inside the transition. The respective systems of linear equations were minimized. The place of logical controllers in this structural organization is considered.

Keywords: structural organization, synthesis of schemes, hydropneumatic unit, discrete-analog system, logic controllers, drilling machine.

Вступ. В сучасних умовах розвитку технологій та постійного вдосконалення виробничих процесів питання підвищення ефективності обладнання стає надзвичайно актуальним. Однією з ключових складових цього підходу є пошук оптимальних методів та технологій для покращення роботи верстатів, що відіграють важливу роль у численних галузях промисловості.

На етапі синтезу керуючих пристроїв гідроагрегатів формуються основні технічні характеристики, тож це робить його важливою складовою процесу розробки. Ці складові і раціональність схеми, що синтезується, швидкодія, простота налагодження та експлуатації. Велике значення має прийнята структурна організація, тому що раціональність структури впливає, крім перерахованих характеристик, також на уніфікацію і простоту створення пристроїв.

Таким чином, можна розглянути наступну структуру [1], яка є синтезом дискретного та

аналогового управління. Аналоговою частиною слугують кінцеві перемикачі, розподільники тощо. Тобто усе, що приймає на себе аналоговий сигнал. Дискретними у цьому випадку є логічні контролери.

Структурна організація гідропневмоагрегатів. Запропонована структура дискретно-аналогового управління гідроагрегатів (рис. 1) дозволяє звести до мінімуму число елементів пам'яті (ЕП) блоку пам'яті, число логічних елементів, необхідних для реалізації схеми, здійснити позиціонування окремих виконавчих пристроїв з великою точністю [1–3].

Множина вхідних сигналів керуючого пристрою (КП) X складається з підмножини сигналів X_c виходів вузлів U , а також з підмножини X_b впливу від органів ручного управління. У вхідному блоці формується безліч умов E , що складається з підмножини Q і T . Кожна умова з підмножини Q функціонально залежить від сигналів з множини X , які визначають відповідний перехід у технологічному процесі, що реалізується, і описується кон'юнкцією вхідних

змінних КП, які приймають одиничне значення на даному наборі. Кожна умова з підмножини T залежить тільки від зазначених вище сигналів, які викликають переходи, а й від додаткових сигналів з підмножини X_c . Набір вхідних сигналів КП, у якому приймає одиничне значення умова з підмножини T , далі називається подовженим набором. Розглянемо такі подовжені набори T , які доповнені мінімальним числом змінних.

Блок пам'яті 5 включає командоапарат, що містить послідовно з'єднані ЕП (тригери з роздільними входами), кожен попередній ЕП вимикається сигналом з виходу наступного (наступним останньому ЕП вважається перший). У командоапараті використовується один вихід ЕП. Виняток становить випадок, якщо КП містить два внутрішні стани, а блок пам'яті містить один ЕП і при цьому використовуються два його інверсні виходи.

Блок збігів 1 служить для формування множини V умов, будь-яка з яких функціонально залежить від подовжених деякими сигналами з множини умов Y з E .

Блок поділів включень 3 містить елементи V і використовується при включенні одного ЕП різними наборами з множини U для різних програм роботи КП.

Блок поділів включень 4 містить елементи V і використовується у разі кількох програм роботи КП, які призводять до появи різної кількості внутрішніх станів кожної програми.

Вихідний блок містить елементи V , а також пневмо- або гідророзподільники (часто з двостороннім управлінням), які посилають робочу рідину у виконавчі пристрої 7. У розглянутій структурі, на

відміну від стандартної позиційної структури, сигнали від вхідного блоку збігів 1 або від блоку збігів 2 подаються безпосередньо у вихідний блок поділів 6, тоді як у стандартній структурі вихідний блок подаються сигнали від блоку пам'яті. Це дає можливість використовувати дві особливості агрегатного та елементного підходів до проектування систем приводів з КП: командоапаратний принцип виконання блоку пам'яті (з агрегатного підходу) та подовження наборів, що викликають переходи (з елементного підходу), з подальшим синтезуванням мінімального блоку пам'яті та формального подовження наборів які викликають переходи. Пневмоелектроперетворювачі (гідроелектроперетворювачі) 8 служать для зв'язку дискретної частини структури з аналогової. Вихідний блок містить 9 виконавчі пристрої з розподільниками з пропорційним управлінням, що значно розширює функціональні можливості запропонованої структури. Вихідний блок дозволяє здійснювати позиціонування з високою точністю.

Структурний синтез логічної схеми дозволяє отримати систему логічних рівнянь (СЛР), яка математично описує цю схему. СЛР містить рівняння для включення та вимикання [1, 3, 4] будь-якого ЕП та кожного виконавчого пристрою. Мінімізація СЛР забезпечує на етапі побудови схеми скорочення кількості елементів (модулів), вибраних як базові. Таким чином, забезпечивши при структурному синтезі отримання мінімального числа ЕП, тим самим скорочуємо кількість рівнянь, що входять до СЛР, а мінімізуючи кожне рівняння, скорочуємо кількість базисних пристроїв.

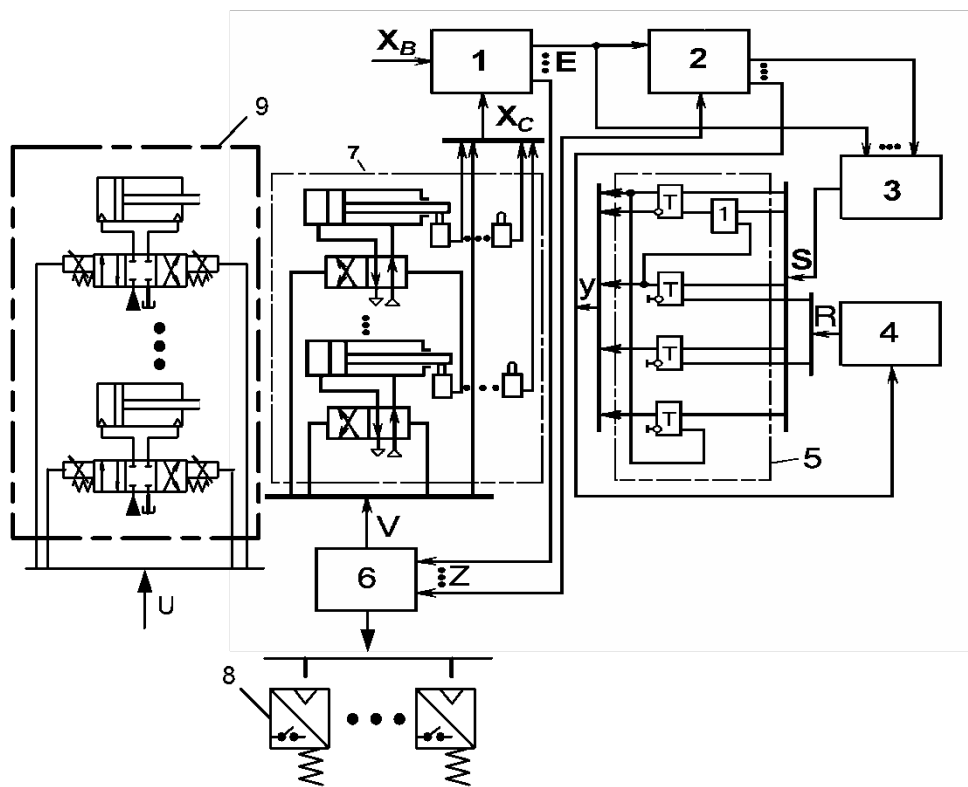


Рис. 1. Структурна організація системи гідропневмоагрегатів

Застосування структурної організації на прикладі свердлильного верстата. На рис. 2 наведена схема гідропневмоприводу свердлильного верстата [5]. Розглянемо на основі цього гідропневмоприводу структурну організацію від графа операцій до рівнянь СЛР. **Граф** – це безліч яких-небудь елементів, зв'язаних між собою співвідношеннями [6]. Слід відзначити: логічні схеми алгоритмів (алгебраїчна форма) можуть бути подані у вигляді графів переходів.

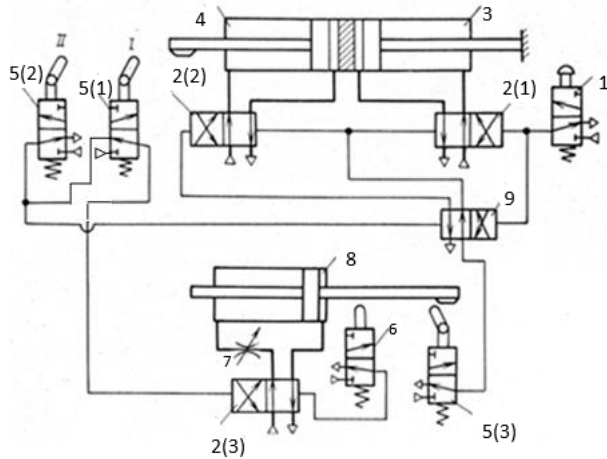


Рис. 2. Схема гідропневмоприводу свердлильного верстата

Цей гідропневмопривод містить у собі кнопку «Пуск» 1, чотирихлінійні двопозиційні розподільники з двостороннім управлінням 2(1)–2(3), що управляють циліндрами, один з яких з двома штоковими порожнинами 3 і 4, кінцеві вимикачі 5(1)–5(3), 6, регульований дросель 7, що подає тиск у штокову порожнину циліндра 8.

Свердлильний верстат працює в напівавтоматичному, автоматичному та налагоджувальних режимах. Кожен цикл починається після повернення у вихідне положення пневмоприводу затиску $x_1 = 1$ і при включеному пневмотумблері $x_7 = 1$.

Робота відбувається наступним чином, здвоєний циліндр з порожнинами 3, 4 переміщує і встановлює деталь в двох позиціях, а циліндр 8 служить для подачі свердлильної голівки. Подальша робота здійснюється відповідно до графа операцій (рис. 3).

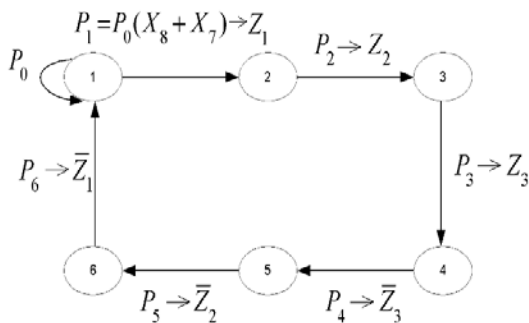


Рис. 3. Граф операцій

Взаємодія вхідних та вихідних пристроїв показана у таблиці 1.

Таблиця 1 – Взаємодія вхідних та вихідних пристроїв

Позначення	Назва	Вихідні сигнали			
		Вхідні сигнали		Наладка	
		Автоматичний режим		Вкл.	Викл.
		Вихідне положення	Кінцеве положення		
z_1	Зажим деталі	x_1	x_2	x_{11}	\bar{x}_{11}
z_2	Переміщення із застосування із деталлю у зону обробки	x_3	x_4	x_{22}	\bar{x}_{22}
z_3	Обробка деталі	x_5	x_6	x_{33}	\bar{x}_{33}

$$\begin{aligned}
 P_0 &= x_1 x_3 x_5; \\
 P_1 &= x_1 x_3 x_5 (x_8 + x_7); \\
 P_2 &= x_2 x_3 x_5 x_7; \\
 P_3 &= x_4 x_2 x_5 x_7; \\
 P_4 &= x_6 x_2 x_4 x_7; \\
 P_5 &= x_5 x_2 x_4 x_7; \\
 P_6 &= x_3 x_2 x_5 x_7.
 \end{aligned}$$

У цих рівняннях сигнали, що переводять систему від одних станів до інших, записані ліворуч від коми, праворуч записані сигнали, що діють у переході.

Розглянемо більш детально побудову графа операцій для гідропневмоагрегатів, який містить різні режими роботи. Тут основною задачею є правильно сформулювати режими роботи системи. Це може стати справжньою проблемою, тож, щоб цього уникнути, необхідно докладно розглянути режими роботи системи з погляду математичних моделей та практичної реалізації [7–9].

Розрізняють три основні режими роботи: автоматичний, напівавтоматичний та налагоджувальний. При роботі в автоматичному режимі зазвичай пуск роботи здійснюється за сигналом від кнопки «Пуск» і далі цикл повторюється автоматично. При напівавтоматичному режимі роботи повторення циклу можливе лише за впливу на кнопку «Пуск».

При синтезі схем систем гідропневмоприводів нині використовуються два основних підходи з використанням стандартної позиційної структури та мінімальної структури [9–11]. При використанні стандартної позиційної структури при кількості елементів пам'яті $n \geq 3$ можна записати наступні рівняння для функцій включення S :

- у випадку напівавтоматичного режима:

$$S_1 = P_0 \cdot x_1,$$

де S_1 – функція ввімкнення першого елемента пам'яті; P_0 – вхідний набір початкового стану виконавчих пристроїв; x_1 – кнопка «Пуск».

- у випадку автоматичного режиму роботи:

$$S_1 = P_0 \cdot (x_1 + y_n),$$

де y_n – вихідний сигнал останнього елемента пам'яті n командоапарата.

Послудуючи автоматичний і напівавтоматичний режими, можна отримати наступне рівняння:

$$S_1 = P_0 x_a (x_1 + y_n) + P_0 \bar{x}_a x_1,$$

де x_a – сигнал від перемикача «автоматичний режим»; \bar{x}_a – сигнал від перемикача «напівавтоматичний режим».

Далі, якщо розкрити дужки та спростити вираз

$$S_1 = P_0 x_a x_1 + P_0 x_a y_n + P_0 \bar{x}_a x_1 = P_0 x_1 + P_0 x_a y_n,$$

отримуємо:

$$S_1 = P_0 (x_1 + x_a y_n).$$

Логічні контролери. Крім цього, не слід забувати про застосування промислових логічних контролерів у дискретно-аналогових системах, а також пропорційної гідропневмоапаратури, за допомогою якої можна регулювати відкриття гідро- або пневморозподільника і, таким чином, більш ефективно використовувати можливості позиціонування гідропневмоагрегату [12]. Така гідропневмоапаратура дозволяє уникнути фізичних кінцевих перемикачів у схемі та використовувати положення розподільника замість них. Таким чином, частину поточної схеми свердлильного верстату можна модернізувати так, як представлено на рис. 4.

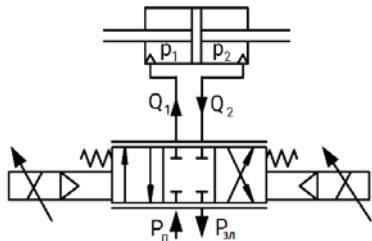


Рис. 4. Циліндр із пропорційною апаратурою

Список літератури

1. Черкашенко М. В. *Автоматизація проектування систем гідро- і пневмоприводів з дискретним управлінням*. Харків: НТУ «ХПІ», 2001. 182 с.
2. Черкашенко М. В., Миронов К. А., Фатєєва Н. М. *Проектування систем керування пневматичних і пневмогідролічних приводів*. Харків: НТУ «ХПІ», 2011. 88 с.
3. Pessen D. W. Fast design of pneumatic sequencing circuits. Part 1: Introduction and fundamentals. *Hydraulics and pneumatics*. 1983, No. 8. P. 63–65. Part 2: Example 1 – one cylinder counting circuits. *Hydraulics and pneumatics*. 1983, No. 10. P. 57–58.
4. Cherkashenko M. *Synthesis of minimum control systems of hydraulic and pneumatic drives*. Kharkiv: NTU "KhPI", 2022. 125 p.
5. Сокол Є., Черкашенко М., Потетенко О., Дранковський В., Гасюк О., Гриб О. *Гідроенергетика. Том 2. Гідролічні машини*. Харків: НТУ «ХПІ», 2020. 534 с.
6. Harary F. *Graph Theory*. Boston: Addison-Wesley, 1971. 274 p.

7. Cherkashenko M. Synthesis of discrete control systems of industrial robots. *Automation and Remote Control (USA)*. 1981. Vol. 42, no. 5. P. 676–680.
8. Cherkashenko M. Synthesis of schemes of hydraulic and pneumatic automation. *International Fluid Power Symposium in Aachen. The report no. 1. Fundamentals (20–22 March 2006, Aachen, Germany)*. Aachen: Apprimus, 2006. P. 147–154.
9. Cherkashenko M. Universal devices for building pneumatic control circuits for industrial robots and automatic machines. *Soviet engineering research (England)*. 1985. Vol. 5, no. 2. P. 29–31.
10. Sokol Ye., Cherkashenko M. *Synthesis of control schemes of drives system*. Kharkiv: NTU "KhPI", 2018. 120 p.
11. Sokol Ye., Cherkashenko M. *Synthesis of control schemes for hydroficated automation objects*. Germany: GmbH & Co, 2018. 120 p.
12. Mygushchenko R., Vurye B., Cherkashenko M., Kropachek O., Rezvaya K. *Logic devices of systems of electronic, hydraulic and pneumoautomatics*. Germany: GmbH & Co, 2021. 185 p.

References (transliterated)

1. Cherkashenko M. V. *Avtomatyzatsiya proektuvannya system hidro- i pnevmoприводів з дискретним управлінням* [Automating the design of hydraulic and pneumatic drive systems with discrete control]. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2001. 182 p.
2. Cherkashenko M. V., Myronov K. A., Fatyeyeva N. M. *Proektuvannya system keruvannya pnevmatychnykh i pnevmohidravlichnykh прыводів* [Design of control systems for pneumatic and pneumohydraulic drives]. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2011. 88 p.
3. Pessen D. W. Fast design of pneumatic sequencing circuits. Part 1: Introduction and fundamentals. *Hydraulics and pneumatics*. 1983, no. 8, pp. 63–65. Part 2: Example 1 – one cylinder counting circuits. *Hydraulics and pneumatics*. 1983, no. 10, pp. 57–58.
4. Cherkashenko M. *Synthesis of minimum control systems of hydraulic and pneumatic drives*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2022. 125 p.
5. Sokol Ye., Cherkashenko M., Potetenko O., Drankovskyy V., Hasyuk O., Hryb O. *Hidroenerhetyka. Tom 2. Hidravlichni mashyny* [Hydropower engineering. Vol. 2. Hydraulic machines]. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2020. 534 p.
6. Harary F. *Graph Theory*. Boston, Addison-Wesley Publ., 1971. 274 p.
7. Cherkashenko M. Synthesis of discrete control systems of industrial robots. *Automation and Remote Control (USA)*. 1981, vol. 42, no. 5, pp. 676–680.
8. Cherkashenko M. Synthesis of schemes of hydraulic and pneumatic automation. *International Fluid Power Symposium in Aachen. The report no. 1. Fundamentals (20–22 March 2006, Aachen, Germany)*. Aachen, Apprimus Publ., 2006, pp. 147–154.
9. Cherkashenko M. Universal devices for building pneumatic control circuits for industrial robots and automatic machines. *Soviet engineering research (England)*. 1985, vol. 5, no. 2, pp. 29–31.
10. Sokol Ye., Cherkashenko M. *Synthesis of control schemes of drives system*. Kharkiv: NTU "KhPI", 2018. 120 p.
11. Sokol Ye., Cherkashenko M. *Synthesis of control schemes for hydroficated automation objects*. Germany, GmbH & Co Publ., 2018. 120 p.
12. Mygushchenko R., Vurye B., Cherkashenko M., Kropachek O., Rezvaya K. *Logic devices of systems of electronic, hydraulic and pneumoautomatics*. Germany, GmbH & Co Publ., 2021. 185 p.

Надійшла (received) 14.11.2023

Відомості про автора / About the Author

Черпаков Микита Ігорович (Cherpakov Mykyta) – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», аспірант кафедри «Гідролічні машини ім. Г. Ф. Проскури»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-8801-1489>; e-mail: mykyta.cherpakov@gmail.com

О. А. ЯРОШЕНКО, О. І. ГАСЮК

ДОСЛІДЖЕННЯ ПОТОЧНОГО СТАНУ РОЗВИТКУ СИСТЕМ КЕРУВАННЯ ТА АВТОМАТИЗАЦІЇ ГІДРАВЛІЧНИХ МАШИН

Майбутні гідравлічні системи значною мірою включатимуть AI та ML, підвищуючи точність керування та забезпечуючи прогнозоване обслуговування. Алгоритми, керовані штучним інтелектом, все частіше використовуватимуться для прогнозованого технічного обслуговування, покращуючи надійність і термін служби гідравлічних систем. Ця інтеграція призведе до розумнішої та ефективнішої роботи та подовжить термін служби обладнання. Інтеграція технології IoT має вирішальне значення для збору та аналізу даних у реальному часі, полегшуючи віддалений моніторинг і контроль, що призводить до підвищення ефективності роботи та управління техобслуговуванням. Використання хмарних платформ для аналізу та зберігання даних, ймовірно, збільшиться, забезпечуючи більш складну обробку даних і доступність. Вдосконалені датчики та прогнозне обслуговування значно сприяють безпеці, передбачаючи збої системи. Надійність також підвищується завдяки скороченню часу простою та розумнішим графікам технічного обслуговування. Зростаюча конвергенція вдосконаленої робототехніки з гідравлічними системами спрямовує ці системи до збільшення автономності. Розширені функції безпеки стануть пріоритетом завдяки розумнішим датчикам і алгоритмам керування. Зростаюча складність гідравлічних систем підкреслює потребу в спеціалізованому навчанні та освіті з проектування, обслуговування та експлуатації систем. Очікується, що майбутні гідравлічні машини будуть більш адаптованими та гнучкими, з модульними конструкціями, які задовольнятимуть конкретні потреби конкретної галузі. Значною проблемою є адаптивність моделей AI та ML в динамічних умовах реального світу. Для вирішення цієї проблеми розробляються методи безперервного навчання. Підводячи підсумок, можна сказати, що майбутні системи керування та автоматизації гідравлічних машин спрямоване на більш розумність, зв'язок, ефективність та адаптивність. Ці тенденції будуть підкріплюватися постійним технологічним прогресом, зокрема у сфері штучного інтелекту, машинного навчання, інтернету речей.

Ключові слова: гідравлічні машини, системи керування, автоматизація, прогнозне обслуговування, штучний інтелект, машинне навчання.

O. YAROSHENKO, O. HASIUK

STUDY OF THE CURRENT STATE OF DEVELOPMENT OF CONTROL AND AUTOMATION SYSTEMS OF HYDRAULIC MACHINES

Future hydraulic systems will heavily incorporate AI and ML, enhancing control precision and enabling predictive maintenance. AI-driven algorithms will increasingly be used for predictive maintenance, improving the reliability and lifespan of hydraulic systems. This integration will lead to smarter, more efficient operation, and extended equipment lifespans. The integration of IoT technology is crucial for real-time data collection and analysis, facilitating remote monitoring and control that leads to improved operational efficiency and maintenance management. The use of cloud platforms for data analysis and storage is likely to increase, enabling more sophisticated data processing and accessibility. Advanced sensors and predictive maintenance contribute significantly to safety by anticipating system failures. Reliability is also enhanced through reduced downtime and smarter maintenance schedules. The growing convergence of advanced robotics with hydraulic systems is steering these systems towards increased autonomy. Enhanced safety features will be a priority, driven by smarter sensors and control algorithms. The growing complexity of hydraulic systems underscores the need for specialized training and education in system design, maintenance, and operation. Future hydraulic machines are expected to be more customizable and flexible, with modular designs that cater to specific industry needs. A significant challenge is the adaptability of AI and ML models in dynamic, real-world conditions. Continuous learning methods are being developed to address this. In summary, the future of hydraulic machine control systems and automation looks towards greater intelligence, connectivity, efficiency, and adaptability. These trends will be underpinned by ongoing technological advancements, particularly in AI, ML, IoT, and sustainable practices.

Keywords: hydraulic machines, control systems, automation, predictive maintenance, artificial intelligence, machine learning.

Вступ. Ефективна та надійна робота гідравлічних машин, які відіграють вирішальну роль у різних галузях промисловості, значною мірою залежить від їхніх систем керування та автоматизації. Інтеграція передових систем управління та технологій автоматизації стає все більш важливою для підвищення продуктивності, безпеки та енергоефективності цих машин.

Гідравлічні машини відомі своєю здатністю прикладати великі зусилля та керувати великими навантаженнями, що робить їх незамінними в таких галузях, як будівництво, виробництво та гірничодобувна промисловість [1]. Системи керування та автоматизації є ключовими для забезпечення роботи цих машин із точністю та ефективністю, необхідними в таких складних умовах. Завдяки точному контролю над потоком і тиском гідравлічної рідини ці системи дозволяють машинам виконувати складні завдання з високою точністю, зменшуючи відходи та підвищуючи загальну продуктивність.

У середовищах, де використовуються гідравлічні машини, безпека має першорядне значення. Автоматизовані системи керування значною мірою сприяють безпеці операцій, забезпечуючи точний контроль за рухом машини, знижуючи ризик нещасних випадків, спричинених людською помилкою або механічною несправністю. Крім того, ці системи можуть включати механізми безпеки, такі як аварійне відключення та попередження про прогнозоване технічне обслуговування, що ще більше підвищує безпеку експлуатації.

Автоматизація в гідравлічних машинах призвела до розвитку можливостей прогнозованого технічного обслуговування. Завдяки безперервному моніторингу стану різних компонентів ці системи можуть передбачити можливі збої ще до їх виникнення. Цей передбачуваний підхід до технічного обслуговування скорочує непередбачені простої, подовжує термін служби обладнання та заощаджує витрати, пов'язані з ремонтом і втратою продуктивності.

Інтеграція сучасних технологій, таких як штучний інтелект (англ. AI) та IoT, із системами управління гідравлічними машинами є значним кроком вперед. Алгоритми штучного інтелекту можуть оптимізувати продуктивність, адаптуватися до мінливих умов і навіть вчитися на минулих операціях, щоб покращити продуктивність у майбутньому. Підключення до Інтернету речей дозволяє здійснювати дистанційний моніторинг і контроль, дозволяючи операторам керувати машинами на відстані, збирати дані для аналізу та швидко приймати обґрунтовані рішення.

Системи керування та автоматизації також відіграють важливу роль у тому, щоб зробити гідравлічні машини більш екологічними. Завдяки оптимізації операцій ці системи можуть зменшити споживання енергії та мінімізувати вплив промислової діяльності на навколишнє середовище. Ефективне керування гідравлічними машинами веде до менших витрат ресурсів і менших викидів, узгоджуючи промислові процеси зі зростаючими цілями екологічної стійкості.

Підсумовуючи, системи керування та автоматизації є не просто вдосконаленнями, а важливими компонентами сучасних гідравлічних машин. Вони забезпечують точність, ефективність, безпеку та стабільність операцій, узгоджуючи їх із технологічними досягненнями та вимогами різних галузей. Оскільки технологія продовжує розвиватися, роль цих систем у гідравлічних машинах стане ще більш важливою, стимулюючи інновації та ефективність промислових операцій у всьому світі.

Мета роботи. Основною метою цієї статті є ретельний аналіз останніх розробок у системах керування та автоматизації в області гідравлічних машин. Це передбачає детальний аналіз останніх технологічних досягнень, їх впровадження та результатів впливу на ефективність, безпеку та операційну ефективність. Стаття має на меті надати всебічний огляд поточних тенденцій, визначити ключові інновації та оцінити їх значення в контексті розвитку галузевих стандартів і вимог.

Обсяг цього аналізу широкий, але цілеспрямований, охоплюючи кілька ключових областей у сфері гідравлічних систем керування та автоматизації машин:

- Інтеграція штучного інтелекту. Дослідження того, як штучний інтелект інтегрується в системи керування, покращуючи такі можливості, як прийняття рішень, прогнозна аналітика та операційна ефективність.

- Віддалений моніторинг. Вивчення технологій і методологій, що використовуються для віддаленого моніторингу продуктивності та працездатності гідравлічних машин, сприяння збору даних у режимі реального часу та забезпечення проактивного керування.

- Прогнозне технічне обслуговування. Вивчення того, як прогностичне технічне обслуговування змінює стратегії обслуговування гідравлічних систем, використовуючи інформацію на основі даних для

передбачення потенційних проблем і пом'якшення простою, тим самим оптимізуючи управління життєвим циклом і експлуатаційну надійність.

Основна частина. Інтеграція штучного інтелекту в системи керування гідравлічними машинами кардинально змінила правила, підвищивши їх ефективність, точність і адаптивність. Системи керування на основі AI використовують різні алгоритми машинного навчання для оптимізації продуктивності. Наприклад, прогностичні алгоритми аналізують історичні дані та дані в реальному часі, щоб передбачити потреби в технічному обслуговуванні, таким чином скорочуючи час простою та подовжуючи термін служби обладнання. Алгоритми навчання з підкріпленням дозволяють системам навчатися та вдосконалюватися на основі власного досвіду в режимі реального часу, адаптуючись до мінливих умов для оптимальної роботи [2]. Ці програми штучного інтелекту не тільки підвищують ефективність, але й сприяють безпечнішій і надійнішій роботі гідравлічних машин.

Сучасний приклад інтеграції AI в системи керування гідравлічними машинами можна знайти в розробці інтелектуальних гідравлічних екскаваторів. Такі компанії, як Caterpillar і Komatsu, представили екскаватори, оснащені AI та алгоритмами машинного навчання. Ці системи збирають дані від датчиків на екскаваторі для аналізу робочих моделей. Алгоритми машинного навчання обробляють ці дані, щоб оптимізувати продуктивність екскаватора, наприклад покращити економію палива та точність під час копання. Крім того, ці системи штучного інтелекту можуть прогнозувати потреби в технічному обслуговуванні, відстежуючи справність різних компонентів, тим самим зменшуючи час простою та витрати на технічне обслуговування [3, 4].

Компанія Caterpillar Inc. значно покращила продуктивність своїх гідравлічних екскаваторів завдяки інтеграції вдосконалених гідравлічних систем. Новий гідравлічний екскаватор Cat 336, наприклад, має електрогідравлічну систему позитивного потоку та більший циліндр стріли, що покращує зусилля копання та поворотний момент. Ця система пропонує покращену керованість та ефективність, оскільки команди клапанів і витрата насоса контролюються на основі команд джойстика, які можна регулювати відповідно до умов роботи. Двигун екскаватора має три режими, включаючи інтелектуальний режим, призначений для адаптації потужності двигуна та гідравлічної системи до умов копання, тим самим знижуючи споживання палива. Цей розумний режим контролює численні параметри машини, такі як коефіцієнт навантаження та команди важеля, щоб постійно регулювати потужність двигуна для мінімального споживання палива та максимальної продуктивності [5].

Віддалений моніторинг у гідравлічних машинах передбачає використання передових технологій, таких як IoT (Інтернет речей), датчики та хмарні обчислення. Ці системи постійно збирають дані від обладнання, такі як температура, тиск і рівні рідини, і

передають їх у віддалене місце для аналізу. Це дає змогу в режимі реального часу відстежувати продуктивність і стан машини. Переваги включають прогнозне технічне обслуговування, де потенційні проблеми виявляються до їх ескалації, покращений час безвідмовної роботи та покращене прийняття рішень за допомогою аналізу даних [6]. Крім того, дистанційний моніторинг дозволяє ефективно розподіляти ресурси, зменшувати витрати на відрядження техніків і загалом підвищувати ефективність роботи.

Одним із яскравих прикладів віддаленого моніторингу в дії є система iCountPD компанії Parker Hannifin. Ці системи використовуються для моніторингу забруднення частинками в гідравлічних рідинах. Таке забруднення може бути шкідливим для обладнання, призводячи до зносу та виходу з ладу. Системи iCountPD забезпечують моніторинг гідравлічної рідини в режимі реального часу, що дозволяє негайно вжити заходів у разі виявлення забруднень. Цей перехід від періодичного до безперервного моніторингу допомагає уникнути катастрофічних збоїв і дає змогу проводити профілактичне обслуговування, скорочуючи час простою та витрати на технічне обслуговування. Інтеграція бездротових систем і підключення до Інтернету речей означає віддалений доступ до даних з будь-якого місця, що значно зменшує потребу в обслуговуючому персоналі на місці та підвищує ефективність роботи [7].

Ще одним інноваційним додатком є система LifeSense від Eaton. LifeSense – це інтелектуальна система моніторингу стану гідравлічних шлангів, яка може виявити, коли шланг наближається до кінця свого життєвого циклу. Він працює шляхом постійного моніторингу стану шланга за допомогою датчиків і прогнозування потенційних несправностей. Ця можливість передбачуваного технічного обслуговування має вирішальне значення для уникнення раптових поломок шлангів, які можуть бути дорогими з точки зору простою та ремонту. LifeSense пропонує як дротовий, так і бездротовий моніторинг, причому бездротова система використовує технологію IoT для оновлень і сповіщень у реальному часі. Такі системи значно підвищують ефективність і безпеку роботи [7].

Parker Hannifin також розробив платформу IoT під назвою «Голос машини» ("The Voice of the Machine"). Ця платформа стандартизує технологію IoT у продуктах Parker, повністю інтегруючи її в бізнес-модель клієнта. Він використовує датчики, встановлені в продуктах Parker, для створення критичних даних про продуктивність, які потім передаються на шлюз IoT і аналізуються за допомогою хмарної аналітики. Ця система пропонує прогнозне технічне обслуговування та покращує якість обслуговування шляхом заміни деталей до того, як вони вийдуть з ладу. Це приклад того, як IoT можна інтегрувати в гідравлічні системи для розумніших і ефективніших операцій [8].

Ці приклади ілюструють, як технології

дистанційного моніторингу та Інтернету речей використовуються в гідравлічній галузі для підвищення надійності та ефективності системи. Інтеграція таких технологій є значним кроком вперед у цифровій трансформації гідравлічних систем, що веде до розумніших, більш пов'язаних і ефективніших гідравлічних машин.

Прогнозне технічне обслуговування [9, 10] – це концепція, яка реалізована для ефективного керування планами техобслуговування активів шляхом прогнозування їх несправностей за допомогою методів, керованих даними. У цих сценаріях дані збираються протягом певного періоду часу для моніторингу стану обладнання. Мета полягає в тому, щоб знайти певні кореляції та закономірності, які можуть допомогти передбачити та зрештою запобігти невдачам. Обладнання у виробничій промисловості часто використовується без підходу до планового технічного обслуговування. Така практика часто призводить до неочікуваних простоїв через певні несподівані збої. Під час планового технічного обслуговування стан виробничого обладнання перевіряється через фіксований проміжок часу, і якщо виникає будь-яка несправність, компонент замінюється, щоб уникнути несподіваних зупинок обладнання. З іншого боку, це призводить до збільшення часу, протягом якого машина не працює, і витрат на проведення технічного обслуговування. Поява розумних систем призвела до збільшення уваги до стратегій прогнозного обслуговування, які можуть зменшити вартість простою та підвищити доступність (коефіцієнт використання) виробничого обладнання. PdM також має потенціал для створення нових екологічних практик у виробництві шляхом повного використання терміну корисного використання компонентів

Реальні приклади прогнозного обслуговування гідравлічних систем демонструють ефективність цього підходу в різних галузях промисловості.

Наприклад, рішення Bosch Rexroth ODIN ілюструє впровадження прогнозного технічного обслуговування в гідравлічних системах. У цій службі використовується спеціальний сенсорний пакет, модернізований у клієнтські машини, у поєднанні з блоком збору даних і шлюзом Інтернету речей для підключення до хмари. Алгоритми машинного навчання (ML) використовуються для побудови моделей та виявлення аномалій, а спеціалісти-люди надають рекомендації щодо діагностики та обслуговування. Цей підхід не тільки передбачає потенційні збої, але й пропонує комплексні послуги з технічного обслуговування, включаючи управління запасними частинами та обслуговування на місцях [11].

Однак методи ML не позбавлені обмежень, оскільки ці моделі зазвичай навчаються на фіксованому розподілі, який відображає лише поточний стан проблеми. Через внутрішні чи зовнішні чинники стан проблеми може змінюватися, а продуктивність знижується через відсутність узагальнення та адаптації. На відміну від цього

стаціонарного навчального набору, реальні програми постійно змінюють своє середовище, створюючи потребу постійно адаптувати модель до змінних сценаріїв. Щоб допомогти в цьому, методи постійного навчання пропонують способи постійного адаптування моделей прогнозування та включення нових знань після розгортання. Незважаючи на переваги цих методів, все ще існують проблеми з їх застосуванням до реальних проблем. Для подолання такої проблеми у роботі [12] вже пропонується новий спосіб створення контрольних показників, які сприяють застосуванню методів безперервного навчання в більш реалістичних середовищах, наводячи конкретні приклади прогностичного обслуговування.

Загалом, прогнозне технічне обслуговування гідравлічних систем зосереджено на моніторингу та аналізі даних від різних датчиків, встановлених в обладнанні. Ці датчики відстежують такі параметри, як тиск, температура та швидкість потоку. Потім дані обробляються за допомогою алгоритмів машинного навчання для виявлення шаблонів, що вказують на потенційні проблеми, що дозволяє планувати технічне обслуговування до того, як виникнуть збої, тим самим зменшуючи час простою та витрати на обслуговування.

Ці приклади підкреслюють зростаючу тенденцію в промисловому обслуговуванні, де традиційні реактивні підходи замінюються більш проактивними стратегіями, керованими даними. Цей зсув обумовлений зростаючою складністю сенсорних технологій і можливостями алгоритмів машинного навчання обробляти й інтерпретувати величезні обсяги даних для кращого прийняття рішень під час управління обслуговуванням.

Галузеві експерти запропонували різні погляди на майбутнє систем керування гідравлічними машинами, зосереджуючись на інтеграції новітніх технологій і нових навичок, необхідних у цій галузі.

Технологічний прогрес. Існує консенсус [13] щодо того, що технологічний прогрес, зокрема AI, ML, IoT та кібербезпека, відіграватиме вирішальну роль в еволюції систем керування гідравлічними машинами. Очікується, що ці технології створять розумніші, ефективніші та трансформаційні системи керування. Штучний інтелект та машинне навчання, наприклад, забезпечать швидше та точніше приймати рішення та аналізувати дані в реальному часі, що призведе до проактивних рішень у системному управлінні. Цей прогрес має розпочати еру автоматизації, взаємопов'язаного інтелекту та підвищеної надійності та безпеки системи [14].

Інновації та гібридні рішення: такі експерти, як Пол Карлсон, генеральний директор Tolomatic, підкреслюють [15] важливість інновацій, особливо в контексті гібридних рішень, які поєднують сильні сторони електрифікації та гідравліки. Період пандемії прискорив цю тенденцію, спонукаючи інженерів і дизайнерів досліджувати нові шляхи розробки машин, які ефективно поєднують різні технології. Цей підхід відображає відхід від традиційних методів, коли

компанії могли зосередитися на одному типі технології.

Потреби в освіті та навчанні: зростає визнання того, що в галузі гідравліки скорочується кількість фахівців із глибокими знаннями в галузі гідравліки, частково через відсутність спеціальних навчальних програм і курсів у цій галузі. Майбутня життєздатність гідравлічних систем залежить від розробки нової кваліфікації «спеціаліста з гідравлічної мехатроніки», яка поєднує в собі досвід як у машинобудуванні, так і в технологіях керування. Цей міждисциплінарний підхід буде необхідним для розробки та оптимізації майбутніх гідравлічних систем і компонентів [16].

Майбутня життєздатність і застосування: Оцінюючи майбутню життєздатність гідравлічних систем, важливо враховувати конкретні застосування та унікальні сильні та слабкі сторони різних типів приводів. Наприклад, у певних сферах застосування, де потрібна велика сила, гідравлічні приводи можуть мати перевагу над електромеханічними системами. Очікується, що прогрес у матеріалах, покриттях, геометрії та таких технологіях, як 3D-друк на металі, ще більше розширить можливості гідравлічних систем. Крім того, все більше уваги приділяється екологічним міркуванням і необхідності адаптації гідравліки до нових правил і екологічних стандартів [16].

Ці перспективи підкреслюють майбутнє, де системи керування гідравлічними машинами будуть більшою мірою інтегровані з передовими технологіями [17], краще реагуватимуть на мінливі потреби ринку та більше залежатимуть від робочої сили, яка володіє сумішшю традиційних інженерних навичок і передового технологічного досвіду. Еволюція цих систем, ймовірно, продовжуватиметься потребою в більшій ефективності, адаптивності та екологічній стійкості.

Ландшафт систем управління та автоматизації гідравлічних машин швидко розвивається завдяки непинному технологічному прогресу. Неможливо переоцінити важливість постійних інновацій у цій галузі, оскільки вони є ключовими для задоволення зростаючих вимог до ефективності, безпеки, стійкості та адаптивності в різних промислових секторах.

У міру розвитку промисловості вимоги до гідравлічних систем стають складнішими та різноманітнішими. Постійні інновації гарантують, що ці системи можуть задовольнити потреби таких галузей, як будівництво, виробництво та гірничодобувна промисловість, які постійно змінюються. Це включає в себе розробку систем, які є не тільки потужними та точними, але також енергоефективними та екологічно чистими.

Інтеграція AI, ML, IoT та інших нових технологій трансформує можливості гідравлічних машин. Ці технології створюють розумніші системи керування, покращують прогнозоване технічне обслуговування та покращують ефективність роботи. Однак їх повний потенціал можна реалізувати лише завдяки постійним дослідженням і розробкам.

Оскільки гідравлічні системи відіграють важливу роль у багатьох сферах застосування, їх безпека та надійність мають першорядне значення. Постійні інновації допомагають у розробці вдосконалених механізмів моніторингу та контролю, які можуть передбачати збої та запобігати аваріям, забезпечуючи таким чином безпеку як операторів, так і машин.

Одним із важливих викликів у цій галузі є забезпечення адаптивності моделей штучного інтелекту та машинного навчання в нестационарних середовищах. Постійні інновації є важливими для розробки алгоритмів і моделей, які можуть навчатися та адаптуватися в режимі реального часу, гарантуючи, що гідравлічні системи залишаються ефективними та дієвими в різних робочих контекстах.

Інновації в гідравлічних системах також сприяють економічній стійкості шляхом зниження експлуатаційних витрат і підвищення продуктивності. Подібним чином екологічно чисті практики та матеріали в гідравлічних системах узгоджуються з глобальними зусиллями щодо сталого розвитку.

Зі зростанням складності гідравлічних систем зростає потреба в спеціальних навичках і знаннях. Безперервні інновації вимагають постійної освіти та навчання, щоб гарантувати, що робоча сила може ефективно проектувати, експлуатувати та підтримувати ці передові системи.

Висновок. Постійні інновації в системах управління та автоматизації гідравлічних машин – це не просто прагнення до технологічного прогресу; це необхідність для задоволення вимог сучасної промисловості. Загальний прогноз розвитку систем керування та автоматизації гідравлічних машин є позитивним, системи управління гідравлічними машинами стають більш інтелектуальними, пов'язаними та ефективнішими. Проте постійні дослідження та розробки є важливими для подолання існуючих проблем і повного використання потенціалу нових технологій. Підсумовуючи, слід зазначити, що прогрес у системах керування та автоматизації гідравлічних машин революціонує їх ефективність, безпеку та загальну продуктивність, причому AI, ML та IoT відіграють ключову роль у цій трансформації.

Список літератури

1. Андренко П. М., Лебедєв А. Ю., Дмитрієнко О. В., Свинаренко М. С. Надійність, технічне діагностування та експлуатація гідро- і пневмоприводів. Харків: НТУ «ХПІ», 2018. 518 с.
2. Xu B., Shen J., Liu S., Su Q., Zhang J. Research and Development of Electro-hydraulic Control Valves Oriented to Industry 4.0: A Review. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*. 2020. Vol. 33. Article number 29. doi: 10.1186/s10033-020-00446-2
3. Sandzimir R. J., Asada H. H. A data-driven approach to prediction and optimal bucket-filling control for autonomous excavators. *IEEE Robotics and Automation Letters*. 2020. Vol. 5, no. 2. P. 2682–2689.
4. Mascaro R., Wermelinger M., Hutter M., Chli M. Towards automating construction tasks: Large-scale object mapping, segmentation, and manipulation. *Journal of Field Robotics*. 2021. Vol. 38, issue 5. P. 684–699. doi: 10.1002/rob.22007
5. *Hydraulics System Improves Performance for New Caterpillar Excavator*. URL: <https://www.powermotiontech.com/hydraulics/article/21247443/hydraulics-system-improves-performance-for-new-caterpillar-excavator> (дата звернення: 10.12.2023).
6. Ji Y., Song H., Xue Z., Li Z., Tong M., Li H. A Review of the

- Efficiency Improvement of Hydraulic Turbines in Energy Recovery. *Processes*. 2023. Vol. 11, no. 6. P. 1815. doi: 10.3390/pr11061815
7. *Remote monitoring of hydraulic fluid particles reduces costs and downtime*. URL: <https://www.fluidpowerworld.com/remote-monitoring-of-hydraulic-fluid-particles-reduces-costs-and-downtime> (дата звернення: 10.12.2023).
8. *IoT Empowers Control in Fluid Applications*. URL: <https://www.machinedesign.com/mechanical-motion-systems/article/21836162/iot-empowers-control-in-fluid-applications> (дата звернення: 10.12.2023).
9. Kane A. P., Kore A. S., Khandale A. N., Nigade S. S., Joshi P. P. Predictive Maintenance using Machine Learning. *ArXiv preprint arXiv: 2205.09402*. 2022. doi: 10.48550/arXiv.2205.09402
10. Rivera D. L., Scholz M. R., Fritscher M., Krauss M., Schilling K. Towards a predictive maintenance system of a hydraulic pump. *IFAC-PapersOnLine*. 2018. Vol. 51, issue 11. P. 447–452.
11. *Predictive Maintenance for Hydraulic Systems*. URL: https://www.aiotplaybook.org/index.php?title=Predictive_Maintenance_for_Hydraulic_Systems (дата звернення: 10.12.2023).
12. Hurtado J., Salvati D., Semola R., Bosio M., Lomonaco V., Continual learning for predictive maintenance: Overview and challenges. *Intelligent Systems with Applications*. 2023. Vol. 19. P. 200251. doi: 10.1016/j.iswa.2023.200251
13. Mahato A. C., Ghoshal S. K. Energy-saving strategies on power hydraulic system: An overview. *Proc. of the Institution of Mechanical Engineers, Part I: Journal of Systems and Control Engineering*. 2021. Vol. 235, issue 2. P. 147–169. doi: 10.1177/0959651820931627
14. *The future of control systems: trends and predictions*. URL: <https://www.control-design.com/control/control-software/article/33007472/the-future-of-control-systems-trends-and-predictions> (дата звернення: 10.12.2023).
15. *2022 Fluid Power Forecast: Plugged Into the Future*. URL: <https://www.powermotiontech.com/community/article/21215227/2022-fluid-power-forecast-plugged-into-the-future> (дата звернення: 10.12.2023).
16. *Hydraulics of the Future*. URL: <https://www.powermotiontech.com/sensors-software/controls-instrumentation/article/21887953/hydraulics-of-the-future> (дата звернення: 10.12.2023).
17. Fernandes J. M. M., Tanaka M. C., Bessa W. M. Sliding mode control with a neural network compensation scheme for electro-hydraulic systems. *ArXiv eess arXiv: 2205.13343*. 2022. doi: 10.48550/arXiv.2205.13343

References (transliterated)

1. Andrenko P. M., Lebedyev A. Yu., Dmytriienko O. V., Svyarenko M. S. *Nadiynist', tekhnichne diahnostuvannya ta ekspluatatsiya hidro- i pnevmopryvodiv* [Reliability, technical diagnostics and operation of hydraulic and pneumatic drives]. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2018. 518 p.
2. Xu B., Shen J., Liu S., Su Q., Zhang J. Research and Development of Electro-hydraulic Control Valves Oriented to Industry 4.0: A Review. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*. 2020, vol. 33, article number 29. doi: 10.1186/s10033-020-00446-2
3. Sandzimir R. J., Asada H. H. A data-driven approach to prediction and optimal bucket-filling control for autonomous excavators. *IEEE Robotics and Automation Letters*. 2020, vol. 5, no. 2, pp. 2682–2689.
4. Mascaro R., Wermelinger M., Hutter M., Chli M. Towards automating construction tasks: Large-scale object mapping, segmentation, and manipulation. *Journal of Field Robotics*. 2021, vol. 38, issue 5, pp. 684–699. doi: 10.1002/rob.22007
5. *Hydraulics System Improves Performance for New Caterpillar Excavator*. Available at: <https://www.powermotiontech.com/hydraulics/article/21247443/hydraulics-system-improves-performance-for-new-caterpillar-excavator> (accessed 10.12.2023).
6. Ji Y., Song H., Xue Z., Li Z., Tong M., Li H. A Review of the Efficiency Improvement of Hydraulic Turbines in Energy Recovery. *Processes*. 2023, vol. 11, no. 6, p. 1815. doi: 10.3390/pr11061815
7. *Remote monitoring of hydraulic fluid particles reduces costs and downtime*. Available at: <https://www.fluidpowerworld.com/remote-monitoring-of-hydraulic-fluid-particles-reduces-costs-and-downtime> (accessed 10.12.2023).
8. *IoT Empowers Control in Fluid Applications*. Available at: <https://www.machinedesign.com/mechanical-motion-systems/article/218361>

- 62/iot-empowers-control-in-fluid-applications (accessed 10.12.2023).
9. Kane A. P., Kore A. S., Khandale A. N., Nigade S. S., Joshi P. P. Predictive Maintenance using Machine Learning. *ArXiv preprint arXiv:2205.09402*. 2022. doi: 10.48550/arXiv.2205.09402
 10. Rivera D. L., Scholz M. R., Fritscher M., Krauss M., Schilling K. Towards a predictive maintenance system of a hydraulic pump. *IFAC-PapersOnLine*. 2018, vol. 51, issue 11, pp. 447–452.
 11. *Predictive Maintenance for Hydraulic Systems*. Available at: https://www.aiotplaybook.org/index.php?title=Predictive_Maintenance_for_Hydraulic_Systems (accessed 10.12.2023).
 12. Hurtado J., Salvati D., Semola R., Bosio M., Lomonaco V., Continual learning for predictive maintenance: Overview and challenges. *Intelligent Systems with Applications*. 2023. Vol. 19. P. 200251. doi: 10.1016/j.iswa.2023.200251
 13. Mahato A. C., Ghoshal S. K. Energy-saving strategies on power hydraulic system: An overview. *Proc. of the Institution of Mechanical Engineers, Part I: Journal of Systems and Control Engineering*. 2021, vol. 235, issue 2, pp. 147–169. doi: 10.1177/0959651820931627
 14. *The future of control systems: trends and predictions*. Available at: <https://www.control-design.com/control/control-software/article/33007472/the-future-of-control-systems-trends-and-predictions> (accessed 10.12.2023).
 15. *2022 Fluid Power Forecast: Plugged Into the Future*. Available at: <https://www.powermotiontech.com/community/article/21215227/2022-fluid-power-forecast-plugged-into-the-future> (accessed 10.12.2023).
 16. *Hydraulics of the Future*. Available at: <https://www.powermotiontech.com/sensors-software/controls-instrumentation/article/21887953/hydraulics-of-the-future> (accessed 10.12.2023).
 17. Fernandes J. M. M., Tanaka M. C., Bessa W. M. Sliding mode control with a neural network compensation scheme for electro-hydraulic systems. *ArXiv eess arXiv: 2205.13343*. 2022. doi: 10.48550/arXiv.2205.13343

Надійшла (received) 12.12.2023

Відомості про авторів / About the Authors

Ярошенко Олексій Андрійович (Yaroshenko Oleksii) – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», аспірант кафедри «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-9202-1834>; e-mail: oleksii.yaroshenko@mit.khpi.edu.ua

Гасюк Олександр Іванович (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: galexfom@gmail.com

ЗМІСТ

Фундаментальні дослідження	3
<i>Шубенко О. Л., Усатий О. П., Бабак М. Ю., Форкун Я. Б., Сенецький О. В.</i> Визначення оптимальної потужності абсорбційного теплового насосу при інтеграції до теплової схеми ПТ-60/70-130/13	4
<i>Rogovyi A., Qingsheng Ren, Xingrong Wang, Neskorozhnyi A., Timchenko Y.</i> Improvement of dimensions and characteristics of the vortex chamber pump for coal-water medium delivering.....	16
<i>Аврунін Г. А., Подригало М. А., Єременко А. В., Мороз І. І.</i> Аналіз можливості застосування гідромотор-колес в трансмісіях швидкісних тракторів.....	24
<i>Крупа Є. С., Демчук Р. М.</i> Розробка нових конструкцій горизонтальних капсульних гідротурбін.....	33
<i>Тупіанова І., Резвава К., Drankovskiy V., Savenkov D., Tynianov O.</i> Design of highly efficient water passage of pump-turbine	38
<i>Мамедов А. Н., Стась С. В., Лаврухін Є. В.</i> Особливості плівкової течії рідини по вертикальній поверхні у поперечному магнітному полі.....	44
<i>Паневник Д. О.</i> Моделювання робочого процесу свердловинного струминного насоса.....	49
<i>Шевченко Н. Г., Лебединець Д. В.</i> Модифікація робочого колеса відцентрового насоса за допомогою САПР ...	56
<i>Роговий А. С., Азаров А. С., Шудрик О. Л., Панамарьова О. Б., Лебединець Д. В.</i> Валідація відкритої бібліотеки OpenFoam гідротурбін для високонапірного відцентрового компресора	62
Прикладні дослідження	67
<i>Черкашенко М. В., Гасюк О. І.</i> Математична модель головного розподільника системи регулювання швидкості гідротурбіни	68
<i>Гриб О. Г., Крапалюк І. Т., Донецька Т. С., Дегтяр Я. Д., Пишний О. В.</i> Енергетична стійкість медичних об'єктів під час перехідних режимів роботи енергетичної системи	72
<i>Fatuyeyev O., Fatieieva N., Poliakov V., Shyian A., Radchenko O.</i> Design specifics of a built-in diagnostic system for hydraulic machines	78
<i>Черпаков М. І.</i> Підвищення ефективності свердлильного верстата за допомогою структурної організації	85
<i>Ярошенко О. А., Гасюк О. І.</i> Дослідження поточного стану розвитку систем керування та автоматизації гідравлічних машин.....	89

CONTENTS

Fundamentals	3
<i>Shubenko O., Usatyi O., Babak M., Forkun Ya., Senestkyi O.</i> Determining the optimum power of an absorption heat pump when it integrating to PT-60/70-130/13 thermal scheme	4
<i>Rogovyi A., Qingsheng Ren, Xingrong Wang, Neskorozhenyi A., Timchenko Y.</i> Improvement of dimensions and characteristics of the vortex chamber pump for coal-water medium delivering	16
<i>Avrunin G., Podrigalo M., Yeremenko A., Moroz I.</i> Analysis of the possibility of application of hydraulic motor-wheels in transmissions high-speed tractors	24
<i>Krupa Y., Demchuk R.</i> Development of new designs of horizontal bulb hydroturbines.....	33
<i>Tynianova I., Rezvaya K., Drankovskiy V., Savenkov D., Tynianov O.</i> Design of highly efficient water passage of pump-turbine.....	38
<i>Mamedov A., Stas S., Lavrukhin E.</i> Features of the film flow of a liquid over a vertical surface in a transverse magnetic field.....	44
<i>Panevnyk D.</i> Simulation of a well jet pump working process	49
<i>Shevchenko N., Lebedynets D.</i> Modification of the centrifugal pump impeller using CAD	56
<i>Rogovyi A., Azarov A., Shudryk O., Panamariova O., Lebedynets D.</i> Validation of the hydraulic turbine OpenFoam library for a high-pressure centrifugal compressor	62
Applied research	67
<i>Cuerkashenko M., Hasiuk O.</i> Mathematical model the main distributor of the hydraulic turbine speed control system	68
<i>Grub O., Krapalyuk I., Donetska T., Dehtiar Y., Pyshnyi O.</i> Energy resistance of medical facilities during transient operation modes of the energy system	72
<i>Fatyeyev O., Fatieieva N., Poliakov V., Shyian A., Radchenko O.</i> Design specifics of a built-in diagnostic system for hydraulic machines.....	78
<i>Cherpakov M.</i> Increasing the efficiency of the drilling machine with structural organization.....	85
<i>Yaroshenko O., Hasiuk O.</i> Study of the current state of development of control and automation systems of hydraulic machines	89

НАУКОВЕ ВИДАННЯ

**ВІСНИК НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНІЧНОГО УНІВЕРСИТЕТУ «ХПІ»
СЕРІЯ: ГІДРАВЛІЧНІ МАШИНИ ТА ГІДРОАГРЕГАТИ**

Збірник наукових праць

№ 2'2023

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 26.12.2023 р. Формат 60x84/8. Обкладинка – мел 250 г/м,
4+0, + матовий ламінат. Блок – 97 стр., офсет 80 г/м, 1+1.
Палітурка клей. Наклад 40. Ціна договірна.

