

ISSN: 1994-4691



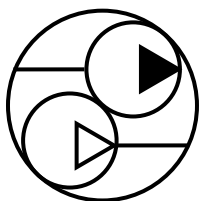
Всеукраїнський
науково-технічний
журнал

Промислова
ПГП і
Пневматика

№ 1 (75)
2025



ПГП



Асоціація спеціалістів
промислової гідравліки і пневматики

ISSN: 1994-4691

Всеукраїнський
науково-технічний
журнал

Промислова
Гідравліка і
Пневматика

Журнал засновано у березні 2003 року

Засновник: Таврійський державний
агротехнологічний університет
імені Дмитра Моторного

№ 1 (75)

2025

Реєстрація суб'єкта у сфері
друкованих медіа:

Рішення національної ради України
з питань телебачення і радіомовлення
№ 532 від 13.03.2025 року
Ідентифікатор медіа: R 30-05942

Виходить 2 рази на рік

All-Ukrainian
Scientific and Technical
Journal

Industrial
Hydraulics
и
Pneumatics

WEB: <https://oj.tsatu.edu.ua>

DOI: 10.32782/1994-4691-2025-1-75



Видавничий дім
"Гельветика"
2025

ISSN 1994-4691

Головний редактор

Волошина А. А., *д-р техн. наук, професор*
Таврійський державний агротехнологічний університет
імені Дмитра Моторного, Україна

Заступники головного редактора

Панченко А. І., *д-р техн. наук, професор*
Таврійський державний агротехнологічний університет
імені Дмитра Моторного, Україна

РЕДАКЦІЙНА КОЛЕГІЯ

Абдуллоев М. А., *канд. техн. наук, доцент*
Таджицький технічний університет
імені академіка М. С. Осімі, Таджикистан
Белятинський А. О., *д-р техн. наук, професор*
Північний університет національностей, Китай
Гловацький Ш., *д-р техн. наук, професор*
Варшавський університет наук про життя, Польща
Гуцол Т. Д., *д-р техн. наук, професор*
Сільськогосподарський університет у Кракові, Польща
Мудрик К., PhD, *д-р наук, професор*
Сільськогосподарський університет у Кракові, Польща
Садуллозода, Ш., *канд. техн. наук, доцент*
Університет інновацій та цифрових технологій
Таджикистану, Таджикистан
Бадах В. М., *канд. техн. наук, с.н.с.*
ДУ «Київський авіаційний інститут», Україна
Воронін С. В., *д-р техн. наук, професор*
Український державний університет залізничного
транспорту, Україна
Гусак О. Г., *канд. техн. наук, професор*
Сумський державний університет, Україна
Козлов Л. Г., *д-р техн. наук, професор*
Вінницький національний технічний університет, Україна
Кондусь В. Ю., *канд. техн. наук, доцент*
Сумський державний університет, Україна
Кулешков Ю. В., *д-р техн. наук, професор, Центрально-*
український національний технічний університет, Україна
Луговський О. Ф., *д-р техн. наук, професор*
НТУУ «Київський політехнічний інститут», Україна
Самойчук К. О., *д-р техн. наук, професор*
Таврійський державний агротехнологічний університет
імені Дмитра Моторного, Україна
Струтинський В.Б., *д-р техн. наук, професор*
НТУУ «Київський політехнічний інститут», Україна

ПРОМИСЛОВА ГІДРАВЛІКА І ПНЕВМАТИКА

Засновник

Таврійський державний агротехнологічний
університет імені Дмитра Моторного

Заснований у 2003 році

Реєстрація суб'єкта у сфері друкованих медіа: Рішення
національної ради України з питань телебачення і
радіомовлення № 532 від 13.03.2025 року

Ідентифікатор медіа: R 30-05942

Виходить 2 рази на рік

Адреса редакції

Юридична: 72312, Запорізька обл.
м. Мелітополь, пр. Б. Хмельницького, 18
Фактична: 69600, Запорізька обл.
м. Запоріжжя, вул. Жуковського, 66
<https://oj.tsatu.edu.ua>

DOI: 10.32782/1994-4691-2025-1-75

Editor in chief

Voloshina A., *Dr. Sci. Tech., Professor*
Dmytro Motornyi Tavria State Agrotechnological University,
Ukraine

Deputy editors in chief

Panchenko A., *Dr. Sci. Tech., Professor*
Dmytro Motornyi Tavria State Agrotechnological University,
Ukraine

EDITORIAL BOARD

Abdullo M. A., *Cand. Sci. Tech., Associate Professor*
Tajik Technical University named after academic M. S. Osimi,
Tajikistan
Bieliatynskiy A., *Dr. Sci. Tech., Professor*
North Minzu University, China
Głowacki, Sz., *Dr. Sci. Tech., Professor*
Warsaw University of Life Sciences, Poland
Hutsol T., *Dr. Sci. Tech., Professor*
University of Agriculture in Krakow, Poland
Mudryk K., *Dr. Sci. Tech., Professor*
University of Agriculture in Krakow, Poland
Sadullozoda Sh., *Cand. Sci. Tech., Associate Professor*
University of Innovation and Digital Technologies of
Tajikistan, Tajikistan
Badakh V., *Cand. Sci. Tech., Senior Researcher*
State University "Kyiv Aviation Institute", Ukraine
Voronin S., *Dr. Sci. Tech., Professor*
Ukrainian State University of Railway Transport,
Ukraine
Gusak O., *Cand. Sci. Tech., Professor*
Sumy State University, Ukraine
Kozlov L., *Dr. Sci. Tech., Professor*
Vinnytsia National Technical University, Ukraine
Kondus V., *Cand. Sci. Tech., Associate Professor*
Sumy State University, Ukraine
Kuleshkov Yu., *Dr. Sci. Tech., Professor*
Central Ukrainian National Technical University, Ukraine
Luhovskyi O., *Dr. Sci. Tech., Professor*
NTUU "Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute", Ukraine
Samoichuk K., *Dr. Sci. Tech., Professor*
Dmytro Motornyi Tavria State Agrotechnological University,
Ukraine
Strutynsky V., *Dr. Sci. Tech., Professor*
NTUU "Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute", Ukraine

INDUSTRIAL HYDRAULICS AND PNEUMATICS

Founder

Dmytro Motornyi Tavria State Agrotechnological
University

Founded in 2003

Registration of an entity in the field of print media:
Decision of the National Council of Ukraine on Television
and Radio Broadcasting No. 532 dated March 13, 2025.

Media identifier: R 30-05942

Published 2 times a year

Address of the Editorial office

Legal address: 72312, Zaporizhzhia region
Melitopol, 18, B. Khmelnitskyi Ave.
Actual address: 69600, Zaporizhzhia region
Zaporizhzhia, 66, Zhukovskiy Str.
<https://oj.tsatu.edu.ua>

DOI: 10.32782/1994-4691-2025-1-75

© Таврійський державний агротехнологічний університет
імені Дмитра Моторного, 2025

ЗМІСТ / CONTENTS

ПРИКЛАДНА ГІДРОМЕХАНІКА. ГІДРОМАШИНИ І ГІДРОАГРЕГАТИ

- Волошина А. А., Панченко А. І., Панченко І. А., Холод І. М., Волошин А. А.** 5
Конструктивні особливості гідравлічних машин з циклоїдальним зачепленням
Voloshina A., Panchenko A., Panchenko I., Kholod I., Voloshin A. Design Features of Hydraulic Machines with Cycloidal Gear
- Панченко А. І., Волошина А. А., Ковязін О. С., Панченко І. А., Волошин А. А.** 23
Методи та засоби автоматизованого контролю зубчастого профілю роторів планетарних гідромашин
Panchenko A., Voloshina A., Koviazin O., Panchenko I., Voloshin A. Methods and Means of Automated Control of the Toothed Profile of Rotors of Planetary Hydraulic Machines
- Сахно Є.Ю., Коваленко С.В.** Вибір та обґрунтування системи живлення 33
гідростатичних опор
Sakhno E., Kovalenko S. Choice and Justification of the Power Supply System of Hydrostatic Resistors
- Kondus V., Gusak O.** EU Regulatory Approaches to the Assessment of Energy 41
Efficiency of Pumps and Their Applicability to Torque-flow Constructions
Кондусь В.Ю., Гусак О.Г. Кількісний аналіз нормативних підходів ЄС до оцінювання енергоефективності насосів та їх застосовність до вільновихрових конструкцій

**СИСТЕМИ ПРИВОДІВ. ЕЛЕМЕНТИ І СИСТЕМИ
ГІДРОПНЕВМОАВТОМАТИКИ**

- Козлов Л. Г., Піонткевич О. В., Костенко Є. О., Мазурін В. В.** Проектування 49
гідроприводу підземного модуля для збирання та зберігання твердих побутових відходів
Kozlov L., Piontkevych O., Kostenko Ye., Mazurin V. Design of the Hydraulic Drive for an Underground Solid Household Waste Collection and Storage Module
- Роговий А. С., Стрижак М. Г., Іглін С. П.** Підвищення енергоефективності 58
робочого процесу позиційного пневмоприводу оптимізацією процесу гальмування
Rogovyi A., Strizhak M., Iglin S. Increasing the Energy Efficiency of the Working Process of a Positioning Pneumatic Drive by Optimizing the Braking Process
- Хлисту́н О. І., Бадах В. М., Єременко Р. О.** Умови динамічної стійкості та якість 68
перехідних процесів мережевих пневматичних регуляторів літальних апаратів
Khlystun O., Badakh V., Yeremenko R. Dynamic Stability Conditions and Quality of Transition Process of an Aircraft Network Pneumatic Valves
- Струтинський В. Б.** Особливості кінематики системи приводів побудованої на 83
основі механізму-гексаподу
Strutinsky V. Features of the Kinematics of the Drive System Built on the Basis of the Hexapod Mechanism

ТЕХНОЛОГІЇ І ОБЛАДНАННЯ МАШИНОБУДУВАННЯ. МЕХАТРОНІКА

Волянський М. С. Аналіз роботи гідромеханічної системи керування аксіально-поршневим насосом 98

Volianskyi M. S. Analysis of the Operation of the Hydro-mechanical Control System of an Axial-piston Pump

Паляничка Н. О., Самойчук К. О., Ялпачик В. Ф., Ковальов О. О., Червоткіна О. О. Дослідження впливу градієнту швидкості потоку емульсії на якість диспергування молока в імпульсному гомогенізаторі 105

Palianychka N., Samoichuk K., Yalpachyk V., Kovalov A., Chervotkina O. Study of the Influence of Emulsion Flow Velocity Gradient on the Quality of Milk dispersion in a Pulsation Homogenizer

ЗАГАЛЬНІ ПИТАННЯ ПРОМИСЛОВОЇ ГІДРАВЛІКИ І ПНЕВМАТИКИ

Воронін С. В. Особливості формування граничної мастильної плівки на поверхнях тертя гідравлічних машин 112

Voronin S. V. Features of the Formation of a Boundary Lubricant Film on Friction Surfaces of Hydraulic Machines

ПРИКЛАДНА ГІДРОМЕХАНІКА. ГІДРОМАШИНИ І ГІДРОАГРЕГАТИ

DOI <https://doi.org/10.32782/1994-4691-2025-1-75-1>
УДК 621.225.001.4

КОНСТРУКТИВНІ ОСОБЛИВОСТІ ГІДРАВЛІЧНИХ МАШИН З ЦИКЛОЇДАЛЬНИМ ЗАЧЕПЛЕННЯМ

DESIGN FEATURES OF HYDRAULIC MACHINES WITH CYCLODIAL GEAR

А. А. Волошина^{1*}, д-р техн. наук, професор

ORCID: 0000-0003-4052-2674

А. І. Панченко¹, д-р техн. наук, професор

ORCID: 0000-0002-1230-1463

І. А. Панченко¹, асистент

ORCID: 0000-0003-2150-4278

І. М. Холод¹, асистент

ORCID: 0000-0002-3652-0687

А. А. Волошин², викладач спецдисциплін

ORCID: 0009-0004-3850-7613

¹ Таврійський державний агротехнологічний університет імені Дмитра Моторного,

² ВСП «Мелітопольський коледж Таврійського державного агротехнологічного університету імені Дмитра Моторного»

*e-mail: voloshinaa2012@gmail.com

Анотація. У роботі розглянуто принцип дії та конструктивно-кінематичні особливості планетарних гідромашин з циклоїдальною формою витіснювачів. Проаналізовано роль розподільної системи у формуванні обертового гідравлічного поля, яке забезпечує планетарний рух роторів і перетворення енергії тиску робочої рідини у високий крутний момент при низьких частотах обертання. Показано механізм взаємодії внутрішнього і зовнішнього роторів, умови герметизації зон нагнітання та зливу, а також вплив кінематичних схем на експлуатаційні характеристики. Обґрунтовано доцільність застосування таких гідромашин у силових гідроприводах самохідної техніки.

Ключові слова: планетарний гідромотор, система роторів, кінематика руху роторів, система розподілу, робоча рідина, проточні частини.

Постановка проблеми.

У процесі формування номенклатури виробництва як вітчизняного так і закордонного гідрообладнання, особливе місце займає проблема гідрофікації мехатронних систем самохідної техніки, де вже давно сформувалися традиційні її споживачі – сільськогосподарське, будівельне, дорожнє машинобудування, а також у дещо менших масштабах, але з більшими потенційними можливостями – гідрообладнання гірничого машинобудування.

Аналіз об'ємних гідромашин показав, що в самохідній техніці, для приводу активних робочих органів найкраще використовувати планетарні (орбітальні) гідромотори. Такі гідромотори відрізняються відносною простотою конструкції, високою питомою потужністю при малій питомій металомісткості, компактністю, хорошими енергетичними характеристиками. Великою перевагою цих гідромоторів є можливість встановлення їх безпосередньо в приводний механізм транспортерів, лебідок, бітерів, мотор-колес і т.д.

Отже, основними причинами, що стримують широке використання гідроприводу активних робочих органів та ходових систем самохідної техніки, є не тільки обмеженість номенклатури існуючих гідромашин, але також відсутність комплексних досліджень у області проєктування гідромашин обертальної дії [1]. Таким чином,

проектування гідромашин з циклоїдальною формою роторів для приводу мехатронних систем з гідравлічним приводом активних робочих органів та ходових систем самохідної техніки є актуальним напрямом.

Аналіз останніх досліджень.

Відомо [1], що героторна технологія ґрунтується на принципі зміни об'єму робочих камер, утворених зубчастими поверхнями внутрішнього та зовнішнього роторів. Класичним прикладом реалізації цієї технології є трьохлоїдальний насос (рис. 1) [2], який відрізняється мінімальною кількістю конструктивних елементів і відсутністю ущільнювальних вузлів. Разом із тим такі насоси характеризуються порівняно низькою ефективністю, що зумовлено насамперед внутрішніми витоками та інтенсивним зношуванням контактних поверхонь, які залишаються предметом постійних наукових досліджень.

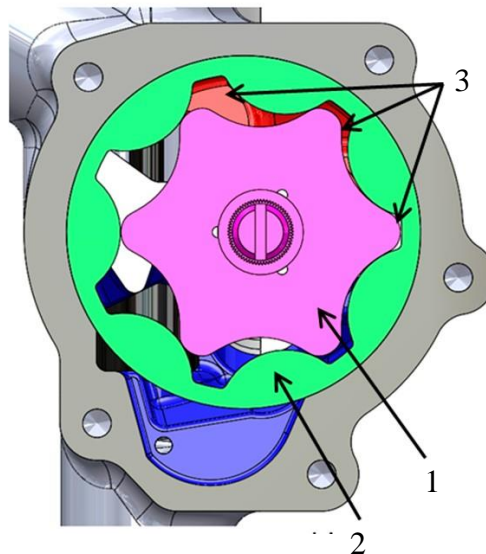


Рис. 1. Основні елементи героторного насоса:
 1 – внутрішній ротор; 2 – зовнішній ротор; 3 – робочі камери

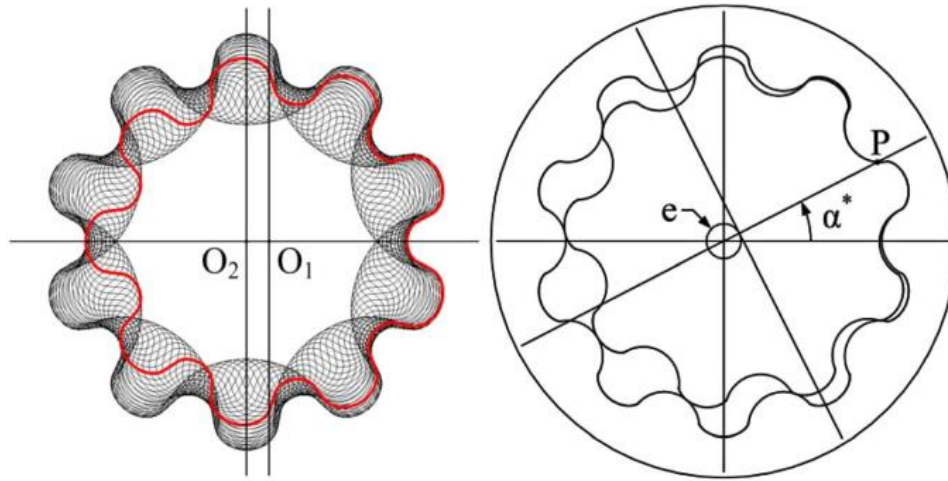
Принцип дії героторного насоса є аналогічним іншим об'ємним гідромашинам і полягає у перетворенні механічної енергії первинного двигуна в гідравлічну енергію потоку. Ключову роль у цьому процесі відіграє геометрія зубчастого профілю роторів, точність виготовлення якого безпосередньо визначає кінематичні, силові та енергетичні характеристики гідромашини. Саме тому значна кількість робіт присвячена теоретичному аналізу геометрії та кінематики профілів роторів [3, 4].

У роботах [3, 4] виконано ґрунтовний аналіз внутрішніх епітрохідальних і гіпотрохідальних машин, у межах якого розглянуто геометричні та кінематичні характеристики профілів роторів з урахуванням можливих похибок зубчастого зачеплення. Запропоновані математичні моделі дозволяють визначати профілі роторів у параметричній формі та гарантують відсутність взаємних перешкод у процесі зачеплення. На основі безрозмірних геометричних параметрів отримано трилоїдальні синтетичні рівняння та проаналізовано показники ефективності, зокрема нерівномірність витрати, коефіцієнт об'ємного стиснення та кут тиску [3].

Подальший розвиток цих досліджень пов'язаний із проектуванням профілю зовнішнього ротора та аналізом його розташування відносно гіпотрохідальної кривої [5]. У роботах [6, 7] запропоновано конструкції героторних профілів, що базуються на теорії зачеплення та передбачають використання епітрохідальних, гіпотрохідальних і комбінованих кривих. Показано, що вибір геометричної конфігурації істотно впливає на герметичність, напружений стан елементів і об'ємну ефективність гідромашин [8, 9].

Результати чисельного аналізу методом кінцевих елементів підтвердили коректність теоретичних оцінок напружень [10].

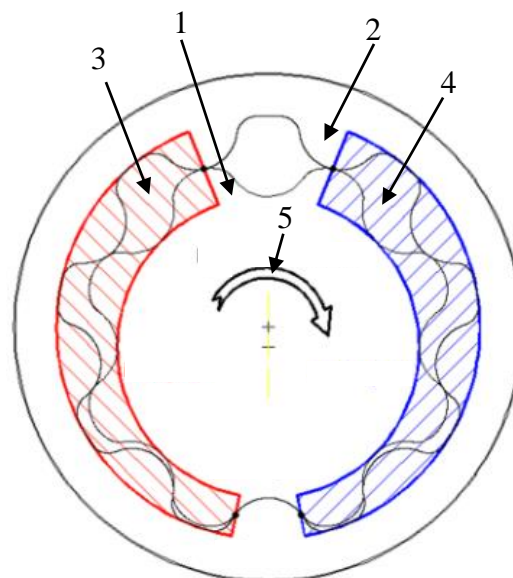
Значний інтерес становлять роботи, у яких запропоновано циклоїдні профілі роторів. Зокрема, в [11] представлено внутрішній ротор, сформований шляхом поєднання гіпо- та епіциклоїдних кривих із дугами кола, а також наведено результати моделювання його руху (рис. 2).



**Рис. 2. Траєкторія внутрішнього ротора:
а – крива траєкторії; б – моделювання обертання**

Окремий напрям досліджень присвячений орбітальним гідромоторам, у яких перепад тиску перетворюється в гідравлічний момент, що забезпечує циклоїдальний рух вала (рис. 3). Такі машини характеризуються високим крутним моментом при малих частотах обертання, що робить їх перспективними для самохідної техніки.

Для моделювання робочих процесів в орбітальних гідромоторах активно застосовуються методи CFD. У роботі [12] реалізовано алгоритм динамічної побудови сітки для змінного об'єму рідини, однак без урахування механічних втрат. Подальші дослідження [13, 14] поєднали CFD-моделювання з аналізом геометрії профілю, контактних деформацій і зворотного потоку, що дало змогу отримати результати, підтвержені експериментально.



**Рис. 3. Основні елементи орбітального гідромотора:
1 – внутрішній ротор; 2 – зовнішній ротор; 3 – зона високого тиску; 4 – зона низького тиску; 5 – гідравлічний момент**

Для вивчення характеру перебігу при витоках у гідромоторах орбітального типу за допомогою ANSYS FLUENT проведено аналіз методом обчислювальної гідродинаміки [13]. Розглянуто особливості геометрії зубчатого профіля, кінематику переміщення роторів, контактні деформації та зворотний потік. Проведені теоретичні дослідження та математичне моделювання підтверджені експериментальними результатами [14].

Вагомий внесок у розвиток методів геометричного проектування зроблено в роботі [15], де запропоновано уніфікований підхід, що об'єднує різні парадигми формування профілів (рис. 4). Показано, що на практиці профілі часто формуються на основі епітрохоїд із використанням кругових дуг у точках самоперетину.

Значна кількість досліджень присвячена проблемам контакту, тертя та зношування в орбітальних гідромоторах [16–18]. Запропоновані чисельні та експериментальні методики дозволяють кількісно оцінювати вплив шорсткості поверхні та товщини мастильної плівки на інтенсивність зносу і ККД гідромашин.

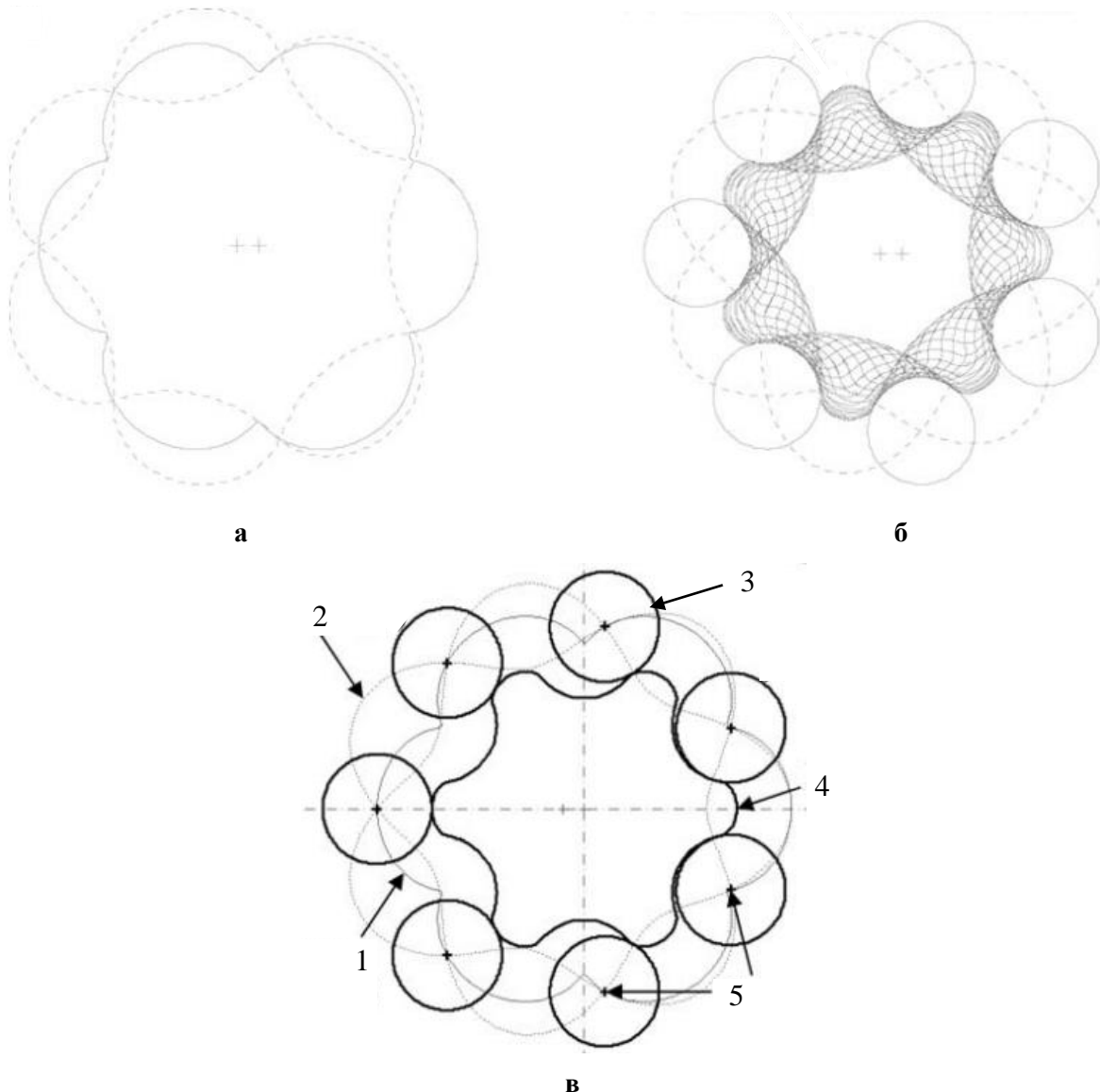


Рис. 4. Визначення профілів, згенерованих епітрохоїдами:

а – епіциклоїдна передача; б – модифікована обвідна; в – генерація круглої штифтової передачі

Окремо слід відзначити роботи [19, 20], у яких досліджено низькобортні високомоментні орбітальні гідромотори та наведено рівняння для оцінки їх ефективності (рис. 5).



Рис. 5. Низькобортний високомоментний орбітальний гідромотор:
а – конструкція; б – внутрішній і зовнішній ротори

Узагальнюючи результати аналізу, можна зазначити, що гідравлічні машини з циклоїдальним зачепленням можуть мати різні контури робочих порожнин, серед яких епітрохідні, гіпотрохідні та циклоїдні є найбільш поширеними.

Аналіз показує [21–23], що для приводу активних робочих органів самохідної техніки доцільно використовувати планетарні (орбітальні) гідромотори, які поєднують компактність, високий момент і достатню енергетичну ефективність.

Методологія дослідження.

Підвищення ефективності використання мехатронних систем з гідроприводом активних робочих органів і ходових систем самохідної техніки вимагає [1, 2, 21, 23–30] спрощення конструктивних схем гідравлічних машин, підвищення навантажувальної здатності при знижених швидкостях руху, а також забезпечення високої енергоефективності і надійності за мінімальних масо-габаритних показників.

Методологія дослідження спрямована на досягнення таких цілей:

- створення гідравлічних машин з максимально простою конструкцією, придатною для серійного виготовлення, ремонту та модернізації при мінімальних виробничих витратах;
- розроблення тихохідних гідравлічних двигунів, здатних працювати при малих частотах обертання робочих органів і водночас розвивати високі крутні моменти;
- забезпечення високої надійності та коефіцієнта корисної дії за умов обмежених масо-габаритних параметрів і змінних режимів навантаження.

Таким чином, в роботі пропонується провести аналітичний аналіз існуючих конструкцій гідравлічних машин з циклоїдальним зачепленням.

Конструктивні особливості планетарних (орбітальних) гідромоторів.

Найбільш поширеним планетарним гідромотором, який застосовується в зарубіжній пересувній техніці для приводу робочих органів, є гідромотор Danfoss, представлений різними типорозмірними рядами (серіями) та виробниками.

Планетарний гідравлічний мотор Danfoss серії OMS (рис. 6) належить до класу орбітальних гідромоторів з роликівим статором і широко застосовується у мобільній гідравліці. Конструктивно гідромотор складається з корпусу 1, у якому на підшипникових опорах встановлений вихідний вал 2. Передача крутного моменту від робочого органа гідромотора до вала здійснюється через силовий кардан 3, який

компенсує орбітальний рух ротора та забезпечує співвісність обертання вихідного вала.

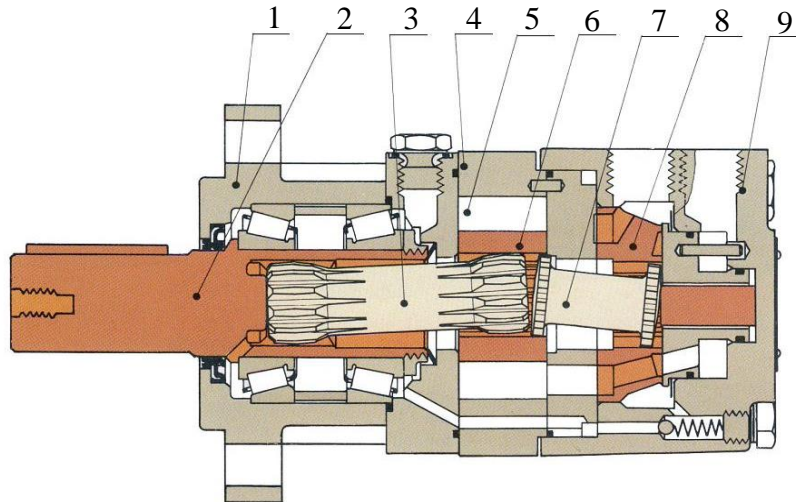


Рис. 6. Планетарний гідравлічний мотор Danfoss серії OMS:

1 – корпус; 2 – вал гідромотора; 3 – силовий кардан; 4 – обойма статора; 5 – ролик; 6 – ротор; 7 – кардан розподільника; 8 – розподільник; 9 – задня кришка

Основним силовим елементом гідромотора є героторна пара, що складається з внутрішнього ротора 6 та статора, утвореного обоймою 4 і системою роликів 5. Внутрішній ротор здійснює складний орбітальний (планетарний) рух відносно статора, внаслідок чого між зубчастими поверхнями формуються робочі камери змінного об'єму. Періодична зміна об'єму цих камер під дією робочої рідини створює гідравлічний момент, який передається через силовий кардан на вихідний вал.

Подача та відведення робочої рідини до робочих камер здійснюється розподільним пристроєм, який складається з обертового розподільника 8 та нерухомого золотника, встановленого в задній кришці 9. Синхронізація обертання розподільника з рухом ротора забезпечується окремим карданом 7. Така схема дозволяє забезпечити коректний розподіл потоків у відповідні робочі камери на різних фазах робочого циклу.

До конструктивних недоліків гідромоторів серії OMS відносять обов'язкову наявність силового кардана [21, 23, 24], який працює в умовах значних змінних навантажень і обмежує передаваний крутний момент. Як наслідок, максимальний крутний момент на валу обмежується значеннями 2500...3000 Н·м, що обумовлює обмеження робочого об'єму (800...1000 см³) і встановленої потужності (25...30 кВт). Це, у свою чергу, звужує сферу застосування таких гідромоторів, особливо для важких режимів роботи активних робочих органів самохідної техніки.

Альтернативним конструктивним рішенням, яке набуло поширення на пострадянському просторі [21–24], є планетарний гідромотор серії GPR-F, розроблений і вироблений у СНД (Молдова) (рис. 7).

Даний гідромотор має робочий об'єм у діапазоні 160...630 см³ та потужність до 22 кВт і конструктивно орієнтований на роботу в умовах підвищених навантажень [31–35]. Основним функціональним вузлом гідромотора GPR-F є силовий агрегат, до складу якого входять вал 1, внутрішній ротор 2, зовнішній ротор 3 з роликами, рухомий розподільник 4 та щока 5. Силовий агрегат встановлюється в корпус 6 на шарикопідшипниках, що забезпечує його точне радіальне позиціонування, а осьове переміщення обмежується передньою 7 та задньою 8 кришками. подача і злив робочої рідини здійснюються через нерухомий розподільник 9, встановлений у задній кришці.

Важливою конструктивною особливістю даного гідромотора є наявність зони високого тиску між корпусом 6 та силовим агрегатом [36–38]. Таке рішення дозволяє суттєво зменшити внутрішні витоки та забезпечити високі значення об'ємного

коефіцієнта корисної дії, який досягає 0,95...0,98. У зв'язку з роботою корпусу під високим тиском у передній кришці 7 застосовано спеціальний ущільнювальний вузол 10, призначений для герметизації обертового вихідного кінця вала.

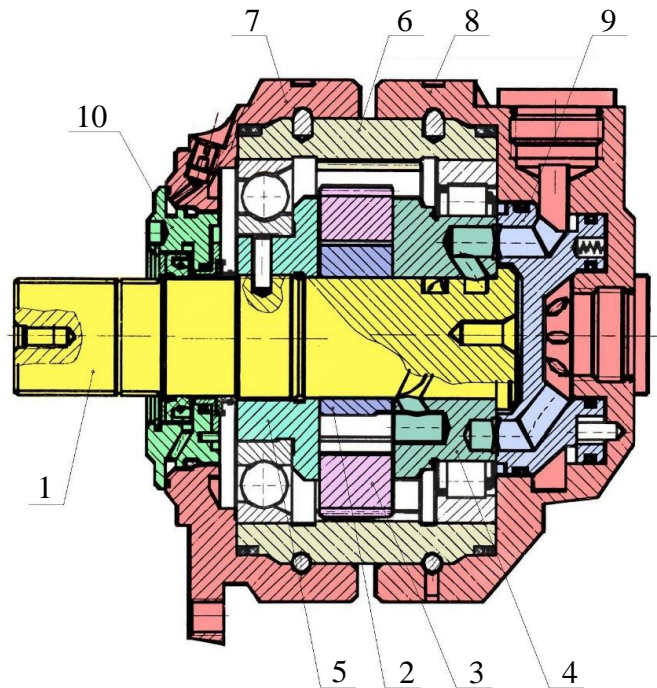


Рис. 7. Планетарний гідромотор серії GPR-F:

1 – вал гідромотора; 2 – внутрішній ротор; 3 – зовнішній ротор; 4 – рухомий розподільник; 5 – щока; 6 – тіло; 7 – передня кришка; 8 – задня кришка; 9 – нерухомий розподільник; 10 – вузол ущільнення

Відсутність карданної передачі між внутрішнім і зовнішнім роторами та вихідним валом є принциповою перевагою гідромотора GPR-F порівняно з гідромоторами Danfoss серії OMS (рис. 6). Це дозволяє зняти обмеження за передаваним крутним моментом і підвищити навантажувальну здатність силового агрегату.

Разом з тим, істотним недоліком розглянутої конструкції є ущільнювальний вузол 10, який працює в умовах ущільнення обертового вала від тиску 20...30 МПа. Через складні умови експлуатації цей вузол потребує заміни кожні 100...150 мото·годин, що істотно знижує експлуатаційну надійність гідромотора при загальному ресурсі близько 6000 мото·годин.

Таким чином, проведений аналіз показує, що обмежене поширення силових повнопотокових гідроприводів активних робочих органів самохідної техніки зумовлене не лише обмеженою номенклатурою існуючих гідромоторів, а й відсутністю системних і комплексних досліджень у галузі проектування гідравлічних машин з циклоїдальним зачепленням.

Особливості побудови циклоїдального зачеплення планетарних (орбітальних) гідромоторів.

Найпоширенішими гідромашинами, що застосовуються у силових гідроприводах самохідної техніки, є гідромашини планетарного типу [21–24]. Під планетарними гідромашинами маються на увазі гідромашини, які працюють за принципом планетарного редуктора, аналогічні орбітальним, героторним та геролерним гідромашинам [1, 16–18, 39–43]. Планетарні гідромотори з циклоїдальним зачепленням знайшли широке застосування в системах приводу мобільної, транспортної, дорожньо-будівельної, комунальної техніки, а також у спеціальних машинах, роботизованих платформах і техніці подвійного призначення. Їх популярність обумовлена

компактністю, високим питомим крутним моментом, стійкістю до перевантажень та здатністю працювати у важких умовах експлуатації.

На рис. 8 наведено плоску кінематично-силову схему, що ілюструє принцип дії планетарної гідравлічної машини, представленої на рис. 7. Схема має узагальнений характер і використовується для пояснення механізму перетворення енергії тиску робочої рідини в механічний крутний момент, незалежно від конкретної конструктивної реалізації (орбітальної, героторної або геролерної).

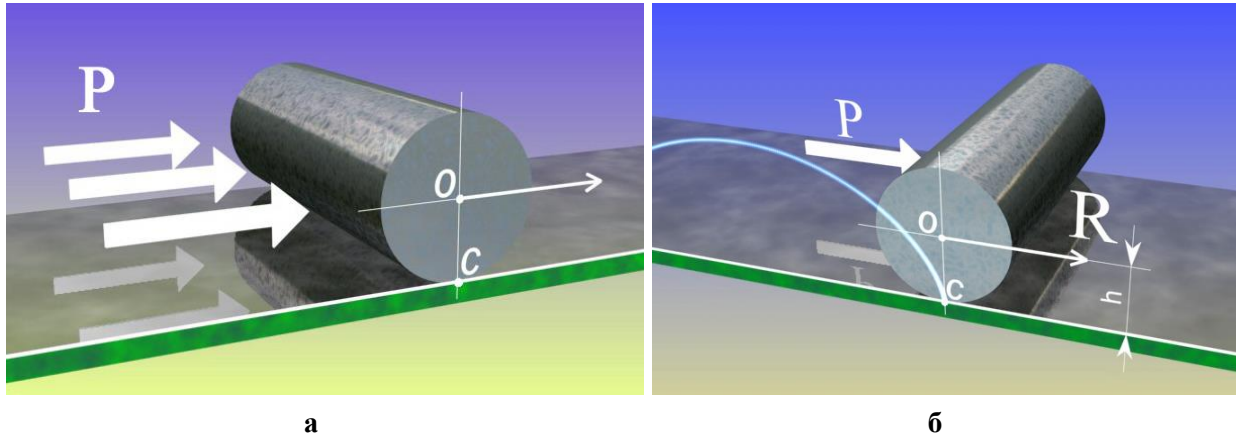


Рис. 8. Принцип роботи планетарної гідравлічної машини (плоска схема)

На рис. 8, а зображено барабан, який умовно представляє внутрішній ротор планетарної гідромашини. Барабан розміщений на напрямній площині, що імітує контактну поверхню із зовнішнім ротором. При подачі робочої рідини під тиском у робочу порожнину з одного боку барабана на нього діє результуюча сила тиску P , яка змушує його котитися.

Під дією сили P барабан починає здійснювати складний рух (рис. 8, б), який поєднує кочення без проковзування та орбітальне переміщення. Обертання барабана відбувається навколо миттєвого центра обертання C , який у кожний момент часу розташований у точці контакту барабана з напрямною. При цьому геометричний центр барабана O не залишається нерухомим, а переміщується паралельно напрямній площині. Такий характер руху є принциповою особливістю планетарних гідравлічних машин. Через таку особливість, коли вісь обертання барабана переміщається, ці гідравлічні машини інколи називають машинами з рухомою віссю [21–24].

Внаслідок прикладання сили P у точці контакту C виникає обертальний момент відносно центра барабана O . Плече цього моменту h визначається як відстань між точками C і O та є змінною величиною, що залежить від положення барабана відносно напрямної. Корисний крутний момент $M_{кр}$ визначається як добуток ефективної результуючої сили тиску P та миттєвого плеча прикладання сили h : $M_{кр} = P \cdot h$.

Представлена схема пояснює (рис. 8), що джерелом обертального руху є результат взаємодії сили тиску робочої рідини з кінематичними обмеженнями, що змушують ротор здійснювати орбітальний рух. Саме ця особливість забезпечує високий питомий крутний момент, компактність і стійкість до перевантажень, які характерні для планетарних гідромоторів з циклоїдальним зачепленням.

Однак, представлена схема (рис. 8) не робоча. Для того щоб гідромотор працював, направляюча повинна бути нескінченною, тобто замкнутою в коло [21–24].

На рис. 9 наведено дві принципові схеми, що відображають послідовний перехід від ідеалізованої кінематичної моделі планетарної гідравлічної машини до конструктивно реалізованої робочої схеми з герметизацією робочих камер.

Коли направляюча замкнута в коло (рис. 9, а), всередині якого здійснює рух барабан, який умовно представляє внутрішній ротор гідромотора. Замикання напрямної в коло забезпечує безперервність траєкторії руху барабана та створює передумови для

реалізації циклічного перетворення енергії тиску робочої рідини в обертальний рух. У цій схемі робоча рідина, що подається під тиском, змушена рухатися вздовж криволінійної траєкторії, паралельної внутрішній поверхні напрямної, внаслідок чого її лінійний рух трансформується в обертальний.

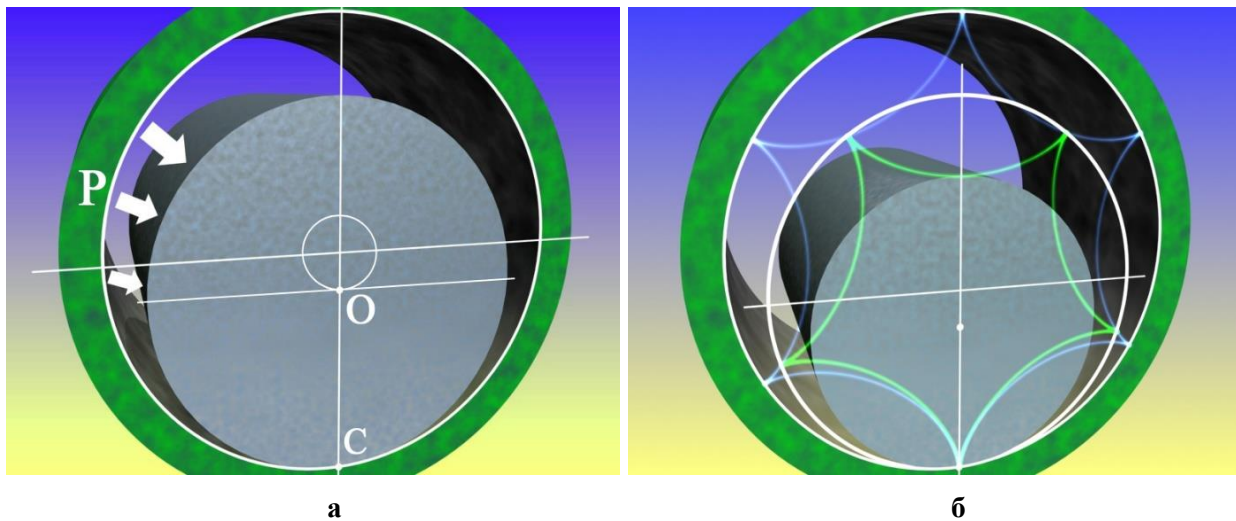


Рис. 9. Схема зубчатого зачеплення: а – замкнута схема; б – зубчата схема

Під дією потоку робочої рідини барабан здійснює кочення по внутрішній поверхні напрямної безперервно по замкнутій траєкторії. При цьому центр барабана рухається по колу, радіус якого визначається ексцентриситетом між осями внутрішнього і зовнішнього роторів. Таким чином, у схемі з'являються два характерні рухи: орбітальний рух внутрішнього ротора відносно зовнішнього та власне обертання внутрішнього ротора навколо своєї осі. Наявність цих двох складових руху є визначальною ознакою планетарних гідромашин.

Однак, незважаючи на кінематичну працездатність, схема, наведена на рис. 9, а, не забезпечує гідравлічної працездатності гідромотора. Основним її недоліком є відсутність герметизації між зоною нагнітання та зоною зливу. Робоча рідина в такій схемі може перетікати з області високого тиску в область низького тиску, що унеможливує створення стійкого перепаду тиску в робочих камерах і, відповідно, отримання корисного крутного моменту. Крім того, гладкі поверхні контакту барабана і напрямної не виключають прослизання, що призводить до втрат енергії та зниження коефіцієнта корисної дії.

З метою усунення зазначених недоліків у конструкції планетарної гідравлічної машини реалізується зубчасте зачеплення між внутрішнім і зовнішнім роторами (рис. 9, б). Нарізання зубців на сполучених поверхнях роторів дозволяє одночасно виконати дві принципово важливі функції: забезпечити обкатку внутрішнього ротора без ковзання та герметизацію зон високого та низького тиску.

У зубчастій схемі зачеплення внутрішній ротор має меншу кількість зубців порівняно із зовнішнім, що зумовлює виникнення відносного обертального руху при орбітальному переміщенні. Зубці формують послідовно з'єднані робочі порожнини, об'єм яких періодично змінюється в процесі обертання. При цьому одна група камер перебуває у фазі наповнення (зона нагнітання), тоді як інша – у фазі витіснення робочої рідини (зона зливу).

Вимоги, що висуваються до такого зубчастого зачеплення, є подвійними: з одного боку, повинна забезпечуватися умова обкатки без проковзування, а з іншого – умова гідравлічної герметизації робочих камер. Зазначеним вимогам найбільш повно відповідає зубчата пара з внутрішнім гіпоциклоїдальним зачепленням, у якій геометрія профілів зубців забезпечує плавність руху, мінімальні контактні напруження

та стабільне формування герметичних об'ємів [21–24]. Саме реалізація зубчастої пари є ключовою умовою створення ефективних планетарних гідромоторів, які поєднують високий крутний момент, компактність і надійність роботи в широкому діапазоні навантажень.

Однак виготовлення такого зачеплення досить складне з точки зору технології, тому з метою спрощення цього зачеплення представлено послідовну еволюцію профілів внутрішнього та зовнішнього роторів планетарної гідравлічної машини з циклоїдальним зачепленням (рис. 10), обумовлену необхідністю поєднання високих експлуатаційних характеристик із прийнятною технологічністю виготовлення.

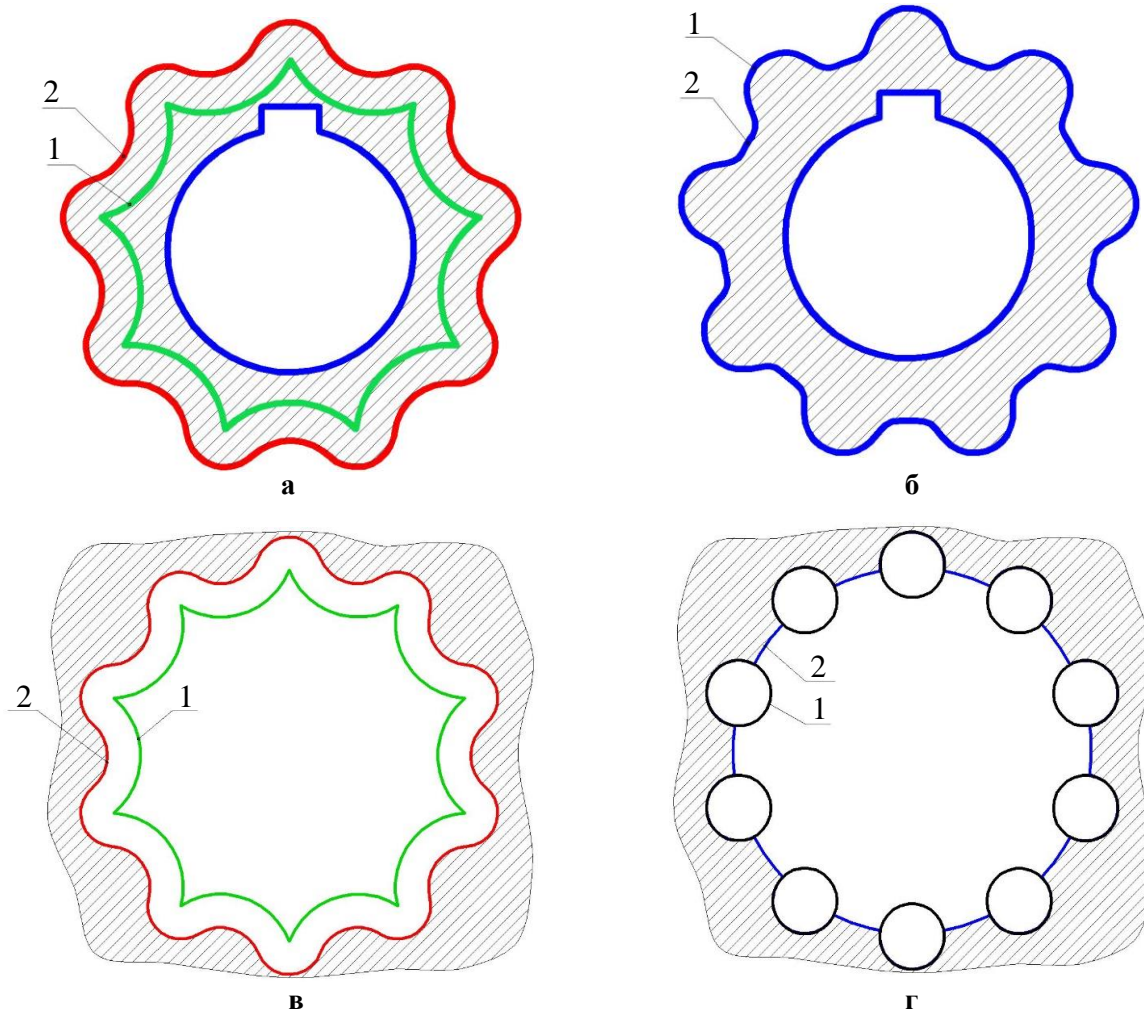


Рис. 10. Зачеплення:

**а – еквідистентне (внутрішнє); б – з дугами кола (внутрішнє);
с – еквідистентне (зовнішнє); д – з дугами кола (зовнішнє)**

На рис. 10, а показано еквідистантне внутрішнє зачеплення, отримане шляхом апроксимації теоретичного гіпоциклоїдального профілю внутрішнього ротора. Крива 1 відповідає точному гіпоциклоїдальному профілю, який забезпечує ідеальні умови обкатки без ковзання та теоретично повну герметизацію робочих камер. Проте формування такого профілю потребує високоточної багатокординатної обробки, що істотно ускладнює виготовлення та підвищує собівартість виробу. З цієї причини гіпоциклоїдальний профіль був замінений на еквідистантну криву (крива 2), що геометрично повторює вихідний профіль на постійній відстані та дозволяє зберегти кінематичну подібність зачеплення при суттєвому спрощенні технології обробки.

Подальше спрощення технології полягало в тому, що еквідистантний профіль внутрішнього ротора був апроксимований окремими дугами кола (рис. 10, б). Робочі

ділянки профілю 1 безпосередньо беруть участь у передачі навантаження та формуванні герметичних камер, тоді як ділянки 2 є неробочими і не контактують із поверхнями зовнішнього ротора. Такий підхід дозволяє звести складну криволінійну форму до набору простих геометричних елементів, що значно спрощує токарну або фрезерну обробку та підвищує відтворюваність профілю в серійному виробництві.

Аналогічна еволюція профілю реалізована і для зовнішнього ротора, тобто еквідистантний профіль зовнішнього ротора (рис. 10, в, крива 1) був отриманий апроксимацією теоретичного гіпоциклоїдального профілю, який забезпечує геометричну узгодженість із внутрішнім ротором та формування робочих камер у процесі орбітального руху. Подальше конструктивне спрощення еквідистантного профілю зовнішнього ротора полягало у заміні його робочих ділянок дугами кола (рис. 10, г, крива 2). У відповідних впадинах встановлюються ролики 1, які контактують із профілем внутрішнього ротора. Використання роликів принципово змінює характер контактної взаємодії: тертя ковзання замінюється тертям кочення, що істотно зменшує механічні втрати, знижує зношування поверхонь та підвищує довговічність вузла. Неробочі ділянки профілю 2 не беруть участі у передачі навантаження і слугують для забезпечення необхідних зазорів та умов змащення.

Розглянутий робочий профіль поверхонь внутрішнього і зовнішнього роторів, утворений еквідистантними кривими з апроксимацією дугами кола та використанням роликів, є найбільш поширеним у сучасних гідравлічних машинах з циклоїдальною формою роторів. Він забезпечує компроміс між точністю обкатки, герметизацією робочих камер, низькими втратами на тертя та технологічною доцільністю виготовлення [21–24].

Схема планетарного руху роторів планетарних (орбітальних) гідромоторів.

Принципову схему планетарного руху роторів гідравлічної машини з циклоїдальним зачепленням можна представити наступним чином (рис. 11): внутрішній ротор 3 розміщується всередині зовнішнього з ексцентриситетом, що зумовлює складний орбітально-обертальний характер його руху всередині нерухомого зовнішнього ротора 1.

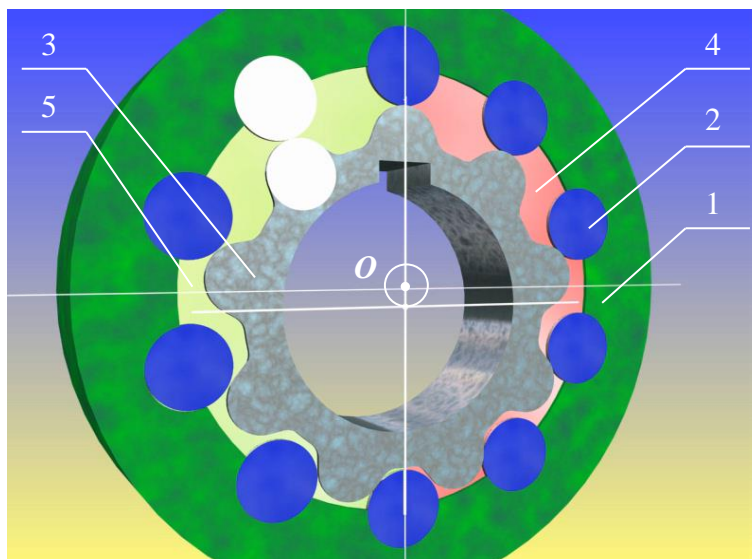


Рис. 11. Планетарний рух внутрішнього ротора: 1 – зовнішній ротор; 2 – зубці (ролики); 3 – внутрішній ротор; 4 – зона нагнітання; 5 – зона зливу

Робочий процес гідравлічної машини визначається наявністю обертового гідравлічного поля, яке формується внаслідок підведення та відведення робочої рідини

через розподільний пристрій [36–38]. У результаті в міжроторному просторі утворюються зона нагнітання 4 та зона зливу 5, розташовані приблизно симетрично відносно геометричної осі машини. Перепад тиску між цими зонами створює нерівномірний розподіл гідростатичних сил, що діють на робочі поверхні внутрішнього ротора.

Під дією результуючої сили тиску внутрішній ротор 3 починає здійснювати кочення по роликах 2 зовнішнього ротора 1. При цьому його рух має дві складові: орбітальний рух центра внутрішнього ротора по колу навколо нерухомого центра O зовнішнього ротора та власне обертання внутрішнього ротора навколо своєї осі. Радіус орбітального руху визначається величиною ексцентриситету між осями роторів і є постійним для даної конструкції.

Важливою кінематичною особливістю планетарного гідромотора є те, що напрямок обертання внутрішнього ротора 3 є протилежним напрямку обертання гідравлічного поля. Це зумовлено умовами внутрішнього циклоїдального зачеплення, при яких обкатка внутрішнього ротора по роликах відбувається без проковзування. Така протилежність напрямків руху є характерною ознакою планетарних (орбітальних) гідравлічних машин.

Кінематичний зв'язок між рухом гідравлічного поля та обертанням внутрішнього ротора визначається кількістю зубців внутрішнього ротора. За один повний оберт гідравлічного поля внутрішній ротор повертається відносно своєї осі на кут, що відповідає одному зубцю. Таким чином, для здійснення одного повного оберту внутрішнього ротора необхідна кількість обертів гідравлічного поля, чисельно рівна кількості зубців внутрішнього ротора. Саме ця особливість обумовлює значне передатне число між гідравлічним полем і вихідним валом гідромотора.

Зазначений кінематичний механізм призводить до формування робочого об'єму гідравлічної машини, оскільки за один оберт вихідного вала витісняється значна кількість робочої рідини з робочих камер. У результаті планетарні гідравлічні машини характеризуються низькою частотою обертання та здатністю розвивати високі крутні моменти при порівняно невеликих габаритах. Це робить їх особливо ефективними для використання у приводах активних робочих органів, де потрібне безредукторне отримання великих моментів на валу.

Схема компенсації планетарного руху роторів планетарних (орбітальних) гідромоторів.

Принципова схема компенсації планетарного руху роторів у гідравлічній машині планетарного типу наведена на рис. 12. Конструкція даної системи роторів за своєю кінематичною суттю є аналогом класичного планетарного зубчастого механізму, у якому внутрішній ротор 1 виконує функцію сонячної шестерні, зовнішній ротор 2 – функцію сателіта, а корпус гідромотора 3 – функцію коронної шестерні.

Внутрішній ротор 1 має зовнішній циклоїдальний (гіпоциклоїдальний або апроксимований) зубчастий профіль та жорстко з'єднаний з вихідним валом гідромотора. Зовнішній ротор 2 розміщений ексцентрично відносно внутрішнього та одночасно взаємодіє з ним через внутрішнє гіпоциклоїдальне зубчасте зачеплення. Дана взаємодія забезпечує передачу сил і моментів, що виникають під дією гідравлічного тиску в робочих камерах.

Особливістю конструкції (рис. 13) є наявність зовнішнього зубчастого вінця на роторі 2, який перебуває у зачепленні з внутрішніми зубцями корпусу 3, що виконує роль нерухомої коронної шестерні. Саме це зовнішнє зубчасте зачеплення і забезпечує компенсацію планетарного (орбітального) руху зовнішнього ротора, який в іншому випадку вільно переміщувався б разом з внутрішнім ротором під дією гідравлічного поля.

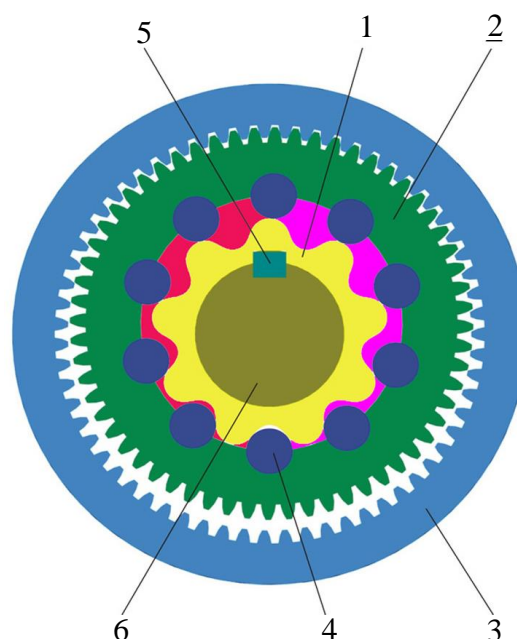


Рис. 12. Компенсація планетарного руху роторів за допомогою зовнішнього зубчастого зачеплення: 1 – внутрішній ротор (сонячна шестерня); 2 – зовнішній ротор (сателіт); 3 – корпус (коронна шестерня); 4 – ролик; 5 – шпонка; 6 - вал

У процесі роботи гідромотора гідравлічне поле, сформоване розподільною системою, створює зони нагнітання та зливу, що викликають нерівномірний розподіл тиску на робочі поверхні внутрішнього ротора. Під дією цих сил внутрішній ротор прагне здійснювати планетарний рух. Однак завдяки кінематичному зв'язку зовнішнього ротора 2 з корпусом 3 його орбітальний рух блокується, а планетарна складова руху компенсується. У результаті внутрішній ротор 1 здійснює обертання навколо своєї осі, передаючи крутний момент безпосередньо на вал гідромотора.

Таким чином, зовнішній ротор 2 виконує подвійну функцію: з одного боку, він є сателітом у внутрішньому циклоїдальному зачепленні з сонячною шестернею (внутрішнім ротором), а з іншого – елементом зовнішнього зубчастого зачеплення з корпусом. Саме ця подвійна взаємодія забезпечує геометричну замкненість кінематичного ланцюга та стабільність руху роторів.

Важливою умовою працездатності такої системи є співвідношення кількості зубців: кількість зубців зовнішнього ротора завжди перевищує кількість зубців внутрішнього ротора на одиницю. Це співвідношення забезпечує виконання умови обкатки без проковзування, безперервність контакту зубчастих профілів та формування замкнених робочих камер змінного об'єму. Саме завдяки цьому досягається ефективне відділення зони нагнітання від зони зливу, що є критично важливим для забезпечення високого об'ємного коефіцієнта корисної дії гідромотора.

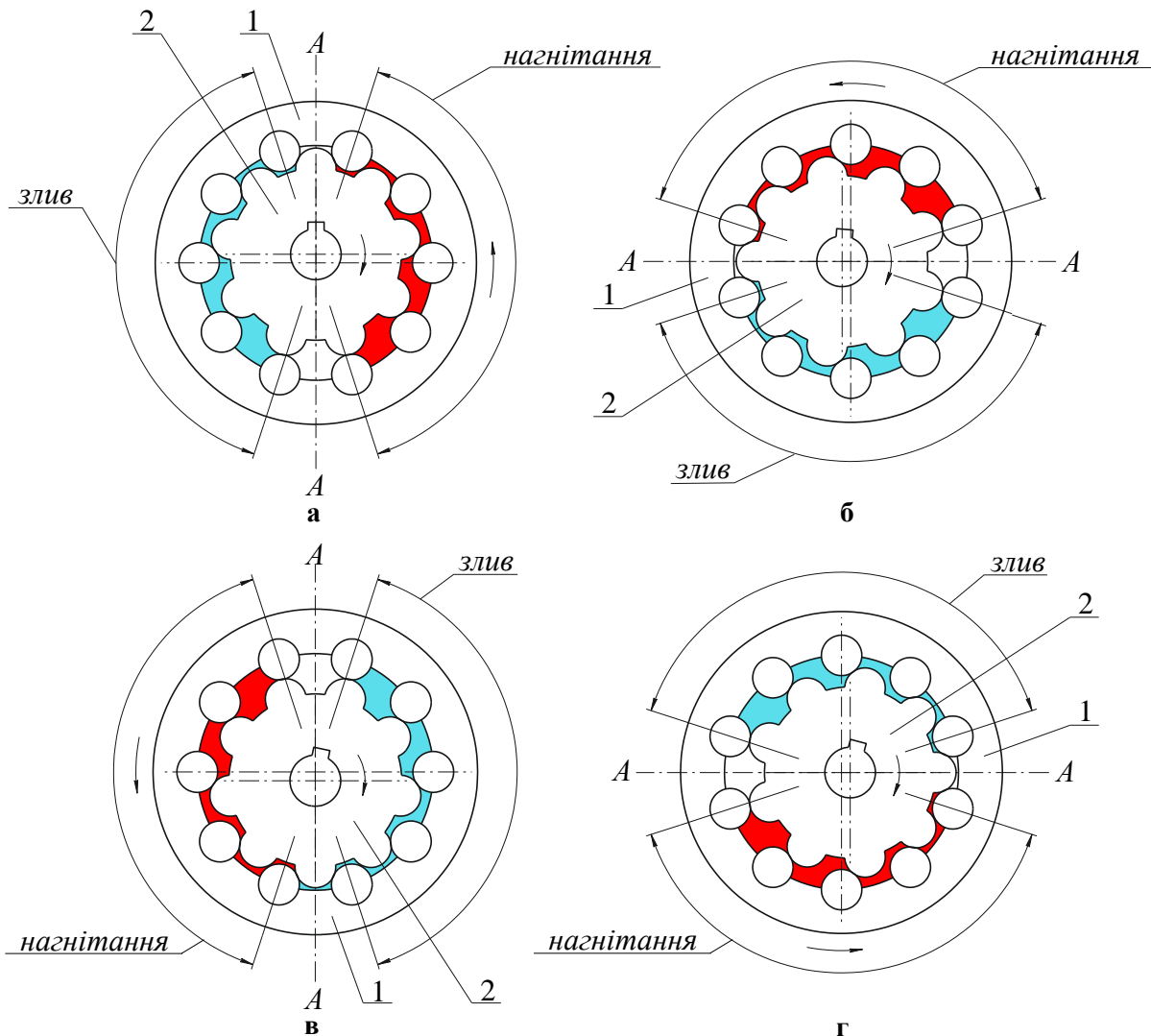
Водилом у всіх гідравлічних машинах планетарного типу є робоча рідина, сформована розподільною системою в обертове гідравлічне поле.

Схема формування гідравлічного поля в планетарних (орбітальних) гідромоторах.

На рис. 13 подано узагальнену принципову схему роботи розподільної системи планетарного гідромотора з циклоїдальною формою роторів. Представлена схема відображає характер взаємодії між зовнішнім 1 та внутрішнім 2 роторами, а також механізм формування обертового гідравлічного поля, яке визначає кінематику руху робочих органів гідромашини.

Планетарні гідромашини даного типу призначені для роботи при високих тисках робочої рідини, що є принципово важливим для забезпечення високих пускових

моментів і реалізації роботи на наднизьких частотах обертання при заданій потужності. Саме тому такі гідромашини знайшли широке застосування у гідроприводах мехатронних систем самохідної техніки, де необхідні компактні приводи з високою питомою потужністю.



**Рис. 13. Схема роботи розподільної системи планетарного гідромотора:
1 – зовнішній ротор; 2 – внутрішній ротор**

У розглянутій схемі всередині зовнішнього ротора 1 з внутрішнім циклоїдальним з ексцентриситетом розташований внутрішній ротор 2. Між роторами утворюється система замкнених робочих камер змінного об'єму, які в процесі роботи послідовно сполучаються з зонами нагнітання та зливу через розподільну систему.

Ключову роль у функціонуванні гідромотора відіграє розподільна система, яка формує гідравлічне поле. На схемі (рис. 13) це поле умовно поділено на дві зони: зону I високого тиску (нагнітання) та зону II низького тиску (зливу), розділені площиною симетрії AA. Розподільна система забезпечує подачу робочої рідини під тиском лише до певної частини робочих камер, у той час як протилежна частина камер з'єднується зі зливною магістраллю.

У положенні «а» зона високого тиску розташована праворуч від площини AA, а зона зливу – ліворуч. Під дією тиску робочої рідини на бічні поверхні внутрішнього ротора 2 виникає результуюча гідравлічна сила, прикладена ексцентрично відносно його центра. Ця сила створює момент, який змушує внутрішній ротор здійснювати кочення по внутрішній поверхні зовнішнього ротора.

У положеннях «б», «в» і «г» показано послідовні етапи переміщення гідравлічного поля на кути відповідно 90° , 180° і 270° . Таким чином, розподільна система забезпечує обертання гідравлічного поля проти годинникової стрілки навколо осі гідромотора. Це обертання має безперервний характер і синхронізується з рухом роторів.

Принциповою особливістю планетарного гідромотора є те, що за один повний оберт гідравлічного поля внутрішній ротор повертається відносно своєї осі лише на один зуб. Величина цього повороту визначається співвідношенням $\varphi = 360^\circ / z_1$, де z_1 – кількість зубців внутрішнього ротора. Такий кінематичний зв'язок зумовлює значне зменшення частоти обертання вихідного вала порівняно з кутовою швидкістю гідравлічного поля та, відповідно, формування великого крутного моменту.

У зачепленні з круговим або наближеним до кругового профілем зубців контакт між роторами відбувається одночасно у двох зонах, розташованих по один бік від площини АА. Зона контакту є принципово важливою для забезпечення постійної герметичності між зонами нагнітання та зливу протягом усього робочого циклу. Це зменшує внутрішні витоки робочої рідини та сприяє підвищенню об'ємного коефіцієнта корисної дії гідромотора.

Залежно від способу перетворення плоско-паралельного (планетарного) руху внутрішнього ротора в концентричне обертання вихідного вала, кінематичні схеми планетарних гідравлічних машин можуть істотно відрізнятися. Такі відмінності визначаються типом перетворюючого механізму (карданного, зубчастого, роликів тощо) і поєднанням його з конкретною схемою розподілу робочої рідини. Кожна така комбінація утворює окремий різновид планетарної гідромашини з характерними експлуатаційними та енергетичними показниками [21–24, 36–38].

Узагальнюючи, можна зазначити, що схема формування гідравлічного поля (рис. 13), відображає принцип роботи планетарних гідромоторів з циклоїдальною формою роторів, у яких робоча рідина виконує роль умовного водила планетарного редуктора. Саме завдяки обертанню гідравлічного поля забезпечується узгоджений рух роторів, формування високих крутних моментів та ефективна робота гідромашини в режимах низьких швидкостей обертання, що визначає їх основне застосування як гідромоторів у гідроприводах мехатронних систем самохідної техніки.

Висновки.

Проаналізовано класифікацію гідравлічних машин планетарного типу з циклоїдальним зачепленням. Встановлено, що такі машини характеризуються високим крутним моментом, компактністю, стійкістю до перевантажень і широким застосуванням у мобільній та промисловій техніці.

Встановлено, що планетарний (орбітальний) рух внутрішнього ротора зумовлений ексцентриситетом між роторами та внутрішнім циклоїдальним зачепленням. За один оберт гідравлічного поля внутрішній ротор повертається лише на один зуб, що визначає велике передатне число, значний робочий об'єм і, як наслідок, високомоментні та тихохідні характеристики гідромашин цього типу.

Основою функціонування планетарних гідромоторів є формування обертового гідравлічного поля розподільною системою, яка виконує роль умовного водила планетарного механізму. Саме кероване переміщення зон нагнітання і зливу визначає кінематику руху внутрішнього ротора та забезпечує перетворення енергії тиску робочої рідини в механічну енергію обертання. Досліджено кінематичний зв'язок між роторною та розподільною системами. Показано, що ефективність гідромотора значною мірою залежить від фазової узгодженості між ротором і розподільником, що визначає якість подачі робочої рідини в робочі камери.

Узагальнення результатів аналізу свідчить, що планетарні гідромотори з циклоїдальним зачепленням є перспективними силовими агрегатами для реалізації повнопотокових гідроприводів активних робочих органів та ходових систем самохідної

техніки, особливо в умовах підвищених навантажень, обмежених габаритів та вимог до високої надійності і довговічності.

Список використаних джерел.

1. Gamez-Montero, P. A Review of Gerotor Technology in Hydraulic Machines. *Energies*, 2019. 12 (12). 2423. <https://doi.org/10.3390/en121224232019>
2. Rundo M. Models for Flow Rate Simulation in Gear Pumps: A Review. *Energies*. 2017. 9 (10). No: 1261. <https://doi.org/10.3390/en10091261>
3. Bonandrini, G., Mimmi, G., Rottenbacher, C. Design and simulation of meshing of a particular internal rotary pump. *Mechanism and Machine Theory*, 2012. 49. 104–116. <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2011.11.001>
4. Bonandrini, G., Mimmi, G., Rottenbacher, C. Theoretical analysis of internal epitrochoidal and hypotrochoidal machines. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, 2009. 223. 1469–1480. <https://doi.org/10.1243/09544062JMES1163>
5. Hwang, Y.-W., Hsieh, C.-F. Geometric design using hypotrochoid and nonundercutting conditions for an internal cycloidal gear. *Journal of Mechanical Design*, 2007. 129 (4), 413–420. <https://doi.org/10.1115/1.2437806>
6. Hsieh, C.-F., Hwang, Y.-W. Geometric design for a gerotor pump with high area efficiency. *Journal of Mechanical Design*, 2007. 129. 1269–1277. <https://doi.org/10.1115/1.2779887>
7. Kwon, S.-M., Kang, H.S., Shin, J.-H. Rotor profile design in a hypogerotor pump. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 2010. 23. 3459–3470. <https://doi.org/10.1007/s12206-009-1007-y>
8. Hsieh, C.F. Fluid and dynamics analyses of a gerotor pump using various span angle Designs. *Journal of Mechanical Design*, 2012. 134 (12). 121003. <https://doi.org/10.1115/1.4007703>
9. Hsieh, C.-F. Influence of gerotor performance in varied geometrical design parameters. *Journal of Mechanical Design*, 2009. 131. 121008. <https://doi.org/10.1115/1.4000484>
10. Liu, H., Lee, J.-C., Yoon, A., Kim, S.-T. Profile design and numerical calculation of instantaneous flow rate of a gerotor pump. *Journal of Applied Mathematics and Physics*, 2015. 3. 92–97. <https://doi.org/10.4236/jamp.2015.31013>
11. Choi, T.H., Kim, M.S., Lee, G.S., Jung, S.Y., Bae, J.H., Kim, C. Design of rotor for internal gear pump using cycloid and circular-arc curves. *Journal of Mechanical Design*, 2012. 134. 011005. <https://doi.org/10.1115/1.4004423>
12. Ding, H., Lu, X.J., Jiang, B. A CFD model for orbital gerotor motor. *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*, 2012. 15. 062006.
13. Maiti, R., Das, M.K., Sahoo, V., Avula, K.C., Anukaran, A., Tolambia, V.P., Nag, A. Leakage Past Active Contacts in Involute and Cycloidal Gear Hydrostatic Units. In *Proceedings of the 14th Scandinavian International Conference on Fluid Power*, Tampere, Finland, 20–22 May 2015.
14. Stryczek, J., Antoniuk, P., Jakhno, O., Kostyuk, D., Kryuchkov, A., Belov, G., Rodionov, L. Visualization research of the flow processes in the outlet chamber–outlet bridge–inlet chamber zone of the gear pumps. *Archives of Civil and Mechanical Engineering*, 2015. 15. 95–108. <https://doi.org/10.1016/j.acme.2014.02.010>.
15. Nag, A., Maiti, R. Unification of epitrochoid origin profile design approaches for external lobed star member used in hydrostatic and gear units. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, 2013. 227. 299–310.
16. Bates, C.A., Broe-Richter, H.W., Bendlin, C.R., Ennemark, P. The effect of an amorphous hydrogenated carbon-coated gear-wheel on a hydraulic orbital motor's efficiency over time. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J*, 2018. 1–14. <https://doi.org/10.1177/1350650117752610>
17. Furustig, J., Almqvist, A., Pelcastre, L., Bates, C.A., Ennemark, P., Larsson, R. A strategy for wear analysis using numerical and experimental tools, applied to orbital type hydraulic motors. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, 2016. 230. 2086–2097. <https://doi.org/10.1177/0954406215590168>
18. Furustig, J., Larsson, R., Almqvist, A., Bates, C.A., Ennemark, P. A wear model for EHL contacts in gerotor type hydraulic motors. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, 2015. 229. 254–264.

19. Strmc̆nik, E., Majdic̆, F. The improvement of the total efficiency of the gerotor orbital hydraulic motor. In Proceedings of the 11th International Fluid Power Conference, Aachen, Germany, 19–21 March 2018. <https://doi.org/10.18154/RWTH-2018-224639>.
20. Strmc̆nik, E., Majdic̆, F. The pressure and efficiency characteristic of hydraulic gerotor motor with the floating outer ring. *Tehnicki Vjesnik*, 2018, 25. 609–615. <https://doi.org/10.17559/TV-20161201093324>.
21. Панченко А.І. Гідромашини для привода активних робочих органів та ходових систем мобільної сільськогосподарської техніки. *Техніка АПК*. 2006. №3. С.11–13.
22. Панченко А.І., Волошина А.А. Гідравлічні машини планерного типу: електронний навчальний посібник. Запоріжжя: ТДАТУ, 2023. URL: https://elib.tsatu.edu.ua/dep/mtf/mstsm_1/.
23. Панченко А.І., Волошина А.А., Золотарьов О.Ю., Тітов Д.С. Перспективи гідрофікації мобільної сільськогосподарської техніки. *Промислова гідравліка і пневматика*, 2003. №1. С.71–74.
24. Волошина А. А. Конструктивні особливості гідромашин планетарного типу, що застосовуються у гідроагрегатах мобільної техніки. *Науковий вісник ТДАТУ*, 2013. Вип. 3. Т. 1. С. 65–86.
25. Panchenko A., Voloshina A., Titova O., Panchenko I., Zasiadko A. The Study of Dynamic Processes of Mechatronic Systems with Planetary Hydraulic Motors. *InterPartner 2020: Advanced Manufacturing Processes II. LNME. Springer, Cham*, 2021. 704–713. https://doi.org/10.1007/978-3-030-68014-5_68
26. Панченко А.І., Волошина А.А., Панченко І.А. Обґрунтування кінематичних схем розподільних систем гідромашин планетарного типу. *Праці ТДАТУ*, 2018. Вип. 18. Т. 2. С. 30–49. <https://doi.org/10.31388/2078-0877-18-2-29-48>
27. Voloshina, A., Panchenko, A., Boltyansky, O., Zasiadko, A., Verkholtantseva, V. Improvement of the Angular Arrangement of Distribution System Windows When Designing Planetary Hydraulic Machines. *InterPartner 2021: Advanced Manufacturing Processes III. LNME. Springer, Cham*, 2022, 53-63. https://doi.org/10.1007/978-3-030-91327-4_6
28. Панченко А. І., Волошина А. А., Панченко І. А. Надійність конструкції роторів планетарного гідромотора. *Праці ТДАТУ*. Мелітополь: ТДАТУ, 2020. Вип. 20. Т. 1. С. 82–92. <https://doi.org/10.31388/2078-0877-20-1-82-92>.
29. Панченко А. І., Волошина А. А., Панченко І. А., Пастушенко С. І. Дослідження впливу похибки форми виготовлення роторів на вихідні характеристики планетарних гідромоторів. *Праці ТДАТУ*, 2019. Вип. 19. Т. 4. С. 33–48. <https://doi.org/10.31388/2078-0877-19-4-33-48>
30. Панченко А. І., Волошина А. А., Панченко І. А., Засядько А. І. Поліпшення вихідних характеристик планетарних гідромашин. *Праці ТДАТУ*, 2019. Вип. 19. Т. 2. С. 68–85. <https://doi.org/10.31388/2078-0877-19-2-68-85>
31. Тітова О. А., Панченко А. І., Волошина А. А. Методологічні засади проектування гідроприводу мехатронних систем сільськогосподарської техніки: навчальний посібник. Мелітополь: Видавничо-поліграфічний центр «Люкс», 2019. 179с.
32. Панченко А. І., Волошина А. А., Панченко І. А., Волошин А. А. Вплив величини діаметрального зазору на кінематику руху внутрішнього ротора орбітального гідромотора. *Науковий вісник ТДАТУ*, 2023. Вип. 13. Т. 1. <https://doi.org/10.31388/2220-8674-2023-1-3>
33. Панченко А. І., Волошина А. А., Панченко І. А., Волошин А. А., Нестеренко К. В. Вплив конструктивних особливостей системи роторів планетарного гідромотору на зміну його вихідних характеристик. *Праці ТДАТУ*, 2021. Вип. 21. Т. 4. С. 61–77. <https://doi.org/10.31388/2078-0877-2021-21-2-61-77>
34. Панченко А. І., Волошина А. А., Панченко І. А., Волошин А. А. Дослідження динамічних характеристик мехатронних систем з гідравлічним приводом. *Праці ТДАТУ*, 2020. Вип. 20. Т. 4. С. 58-72. <https://doi.org/10.31388/2078-0877-2020-20-4-58-72>
35. Панченко А. І., Волошина А. А., Панченко І. А., Засядько А. І. Прогнозування зміни вихідних характеристик при проектуванні планетарного гідромотора. *Праці ТДАТУ*, 2020. Вип. 20. Т. 4. С. 91-105. <https://doi.org/10.31388/2078-0877-2020-20-4-91-105>
36. Панченко А. І., Волошина А. А., Панченко І. А., Волошин А. А. Вплив конструктивних особливостей розподільної системи планетарного гідромотору на зміну його функціональних параметрів. *Науковий вісник ТДАТУ*, 2022. Вип. 12. Т. 1. <https://doi.org/10.31388/2220-8674-2022-1-1>
37. Панченко А. І., Волошина А. А., Панченко І. А., Пастушенко С. І. Обґрунтування

розташування вікон розподільних систем планетарних гідромашин. *Праці ТДАТУ*, 2019. Вип. 19. Т. 4. С. 3-20. <https://doi.org/10.31388/2078-0877-19-4-3-20>

38. Панченко А. І., Волошина А. А., Панченко І. А. Забезпечення працездатності розподільних систем планетарних гідромашин. *Промислова гідравліка і пневматика*, 2019. № 1 (63). С. 55-60.

39. Altare G., Rundo M. Computational Fluid Dynamics Analysis of Gerotor Lubricating Pumps at High-Speed: Geometric Features Influencing the Filling Capability. *Journal of Fluids Engineering*, 2016. 138 (11). FE-15-1757. <https://doi.org/10.1115/1.4033675>

40. Biernacki, K. Analysis of the Material and Design Modifications Influence on Strength of the Cycloidal Gear System. *International journal of precision engineering and manufacturing*, 2015. 16 (3). 537-546.

41. Chiu-Fan H. Flow Characteristics of Gerotor Pumps With Novel Variable Clearance Designs. *Journal of Fluids Engineering*, 2015. 137 (4). FE-14-1137. <https://doi.org/10.1115/1.4029274>.

42. Gamez-Montero P., Castilla R., Codina E., Freire J., Morató J., Sanchez-Casas E. and Flotats I. GeroMAG: In-House Prototype of an Innovative Sealed, Compact and Non-Shaft-Driven Gerotor Pump with Magnetically-Driving Outer Rotor. *Energies*, 2017. 10. 435. <https://doi.org/10.3390/en10040435>

43. Ivanovic L., Miric N., Devedzic G., Ćuković S. Analysis of forces and moments in gerotor pumps. *Journal of Mechanical Engineering Science*, 2010. 224 (10). 2257-2269. <https://doi.org/10.1243/09544062JMES2041>

Стаття надійшла до редакції 15.04.2025

Стаття прийнята 22.04.2025

Статтю опубліковано 20.06.2025



DESIGN FEATURES OF HYDRAULIC MACHINES WITH CYCLOIDAL GEAR

A. Voloshina¹, A. Panchenko¹, I. Panchenko¹, I. Kholod¹, A. Voloshin²

¹*Dmytro Motornyi Tavria State Agrotechnological University*

²*Melitopol College of the Dmytro Motornyi Tavria State Agrotechnological University*

Summary

This paper examines the design principles, kinematics, and hydrodynamic properties of planetary hydraulic machines with cycloidal rotors, widely used in hydraulic drives for mechatronic systems in self-propelled vehicles. The focus is on analyzing the formation of a rotating hydraulic field generated by the distribution system and acting as a planetary carrier. It is established that the movement of the pressure and discharge zones determines the planetary motion of the inner rotor and ensures the conversion of the working fluid pressure energy into useful torque at the output shaft. The interaction of the inner and outer rotors in cycloidal engagement, the conditions for slip-free running-in, and the mechanism for the formation of closed working chambers of variable volume are analyzed in detail. The role of the contact zones of the rotor tooth profiles in ensuring a tight seal between the pressure and discharge zones and increasing the volumetric efficiency is examined. Special attention is given to kinematic schemes for compensating for the planetary motion of rotors, particularly those using external gearing, which converts orbital motion into concentric rotation of the output shaft. The influence of design and kinematic solutions on the energy and performance characteristics of hydraulic machines is summarized. The feasibility of using planetary hydraulic motors as low-speed, high-torque hydraulic machines in the operating conditions of mechatronic modules with hydraulic drives for active working parts and the chassis systems of self-propelled vehicles is substantiated, confirming the potential for their effective use.

Keywords: planetary hydraulic motor, rotor system, kinematics of rotors, distribution system, working fluid, flow parts.

DOI <https://doi.org/10.32782/1994-4691-2025-1-75-2>
УДК 621.225.001.4

МЕТОДИ ТА ЗАСОБИ АВТОМАТИЗОВАНОГО КОНТРОЛЮ ЗУБЧАСТОГО ПРОФІЛЮ РОТОРІВ ПЛАНЕТАРНИХ ГІДРОМАШИН

METHODS AND MEANS OF AUTOMATED CONTROL OF THE TOOTHED PROFILE OF ROTORS OF PLANETARY HYDRAULIC MACHINES

А. І. Панченко¹, д-р техн. наук, професор

ORCID: 0000-0002-1230-1463

А. А. Волошина^{1*}, д-р техн. наук, професор

ORCID: 0000-0003-4052-2674

І. А. Панченко¹, асистент

ORCID: 0000-0003-2150-4278

О. С. Ковязін¹, канд. техн. наук, доцент

ORCID: 0000-0002-3027-872X

А. А. Волошин², викладач спец. дисциплін

ORCID: 0009-0004-3850-7613

¹ Таврійський державний агротехнологічний університет імені Дмитра Моторного,

² ВСП «Мелітопольський фаховий коледж ТДАТУ»

*e-mail: voloshinaa2012@gmail.com

Анотація. У гідроприводах сучасної самохідної техніки все більше застосування знаходять гідравлічні машини планетарного типу. Одним з основних вузлів цих гідромашин є система роторів із зубчастими поверхнями. Точність виготовлення геометрії зубчастого профілю роторів визначає працездатність планетарної гідромашини. В результаті проведених досліджень обґрунтовано методологічну можливість автоматизації контролю зубчастої поверхні роторів планетарних гідромашин. З метою визначення контрольованих параметрів розроблено розрахункову схему системи роторів планетарної гідромашини та отримано математичні залежності, що описують елементи конструкції вимірювальних пристроїв. Виробнича перевірка розроблених засобів автоматизованого контролю роторів показала, що запропонований метод контролю дозволяє здійснити прецизійне складання системи роторів планетарних гідромашин шляхом селективного підбору відповідних пар.

Ключові слова: система роторів, зубчастий профіль, автоматизований контроль, вимірювальні пристрої, селективний підбір.

Постановка проблеми.

В даний час у гідроприводах будівельної, залізничної, сільськогосподарської, бурової, комунальної, будівельної, лісозаготівельної та іншої самохідної техніки, переважно, використовуються гідромашини об'ємної дії – шестеренні [1–3] та аксіально-поршневі [5, 6]. Проте дедалі більше застосування знаходять гідравлічні машини (як насоси, так і гідромотори) планетарного типу [7].

Гідромашина планетарного типу, як і будь-яка гідравлічна машина об'ємної дії, є досить складним механізмом з деталями, що є прецизійним з'єднанням. Тому однією з проблем, що зумовлюють нормальне функціонування планетарних гідромашин загалом, є контроль точності виготовлення оригінальних деталей [8, 9] у таких основних вузлах, як система роторів та розподільча системи, що потребують розробки методів та засобів контролю.

Одним із основних вузлів гідромашин планетарного типу є система роторів, представлена зовнішнім та внутрішнім роторами [10]. Конструктивно зовнішній та внутрішній ротора являють собою зубчасту пару з внутрішнім гіпоциклоїдальним зачепленням [10], еквідистантний контур якого апроксимований дугами кіл [11]. В

процесі роботи внутрішній ротор, обкочуючись всередині зовнішнього ротора, витісняє робочу рідину та водночас розділяє (герметизує) зони високого та низького тисків [12, 13]. Таким чином, система роторів є рухомою прецизійною парою зі складною зубчастою поверхнею, а точність виготовлення геометрії зубчастого профілю роторів визначає працездатність планетарної гідромашини в цілому. Забезпечення необхідної герметизації в системі роторів планетарної гідромашини, для розподілу зон високого та низького тисків здійснюється шляхом селективного підбору роторів, для чого необхідно розробити відповідні методи та засоби автоматизованого контролю відхилень вимірюваних параметрів, що визначаються зубчастими поверхнями внутрішнього та зовнішнього роторів.

Тому питання, пов'язані з розробкою методів та засобів автоматизованого контролю зубчастого профілю роторів планетарної гідромашини, з метою забезпечення прецизійної точності складання системи роторів, є актуальним напрямком досліджень.

Аналіз останніх досліджень.

Досліджено характеристики потоку [14] та проведено моделювання потоку [15], визначено зміни динамічного відгуку [16] та гідродинамічні умови, що викликають вібрації [17]. Запропоновано математичну [18] та чисельну [19] моделі для визначення робочих характеристик та розрахунку ККД [20]. Оптимізовано геометричні параметри проточних частин вихрокамерних [21] та лабіринтно-гвинтових [22] насосів, визначено діапазони працездатності вихрокамерних нагнітачів [23]. Запропоновано обчислювальну модель [24] та експериментальну систему [6] втрат енергії в гідравлічних ланцюгах. Для економії енергії запропоновано використання конфузору [25]. Проведено оцінку впливу кавітації пари [26] та газоутримання робочої рідини [27] на параметри аксіально-поршневих машин. Аналіз літературних джерел показує [28], що дуже мало опублікованої літератури з методології проектування та виробництва героторних насосів та планетарних (орбітальних) двигунів.

Представлена систематизація планетарних роторно-гідравлічних машин з плаваючими роликками [29], двома центральними зубчастими колесами [30], з хвилеподібними зубчастими колесами [31]. Обґрунтовано раціональні кінематичні схеми [32] та геометричні параметри елементів розподільних систем [33] планетарних гідромоторів [34] з різною формою розподільчих вікон [35]. Робочі процеси, що відбуваються в планетарних гідромашинах, не досліджувалися.

Розроблено математичну модель [36], розглянуто сили та моменти, що діють у зубчастому зачепленні героторних насосів [37], досліджено вплив геометричних параметрів проточних частин героторного насоса на його вихідні характеристики [38]. Розроблено кінематична схема переміщення роторів орбітального гідромотора [12, 13], запропоновано метод визначення надійності орбітального гідромотора шляхом моделювання змін технічного стану роторів [10], проведені параметричні [11] і динамічні [39] дослідження процесів, що відбуваються в системі роторів планетарного гідромотора. Обґрунтовано контрольовані параметри, що визначають похибку виготовлення цих роторів [9, 40]. Недоліком способів та засобів контролю точності виготовлення роторів [40] є те, що при вимірюванні відхилень параметрів зубчастої поверхні роторів його необхідно встановлювати на вимірювальну позицію стільки разів, скільки в ньому зубів. Необхідно відзначити, що розглянуті схеми та пристрої для контролю точності виготовлення роторів досить добре реалізуються при їх вибіркового контролю (у момент виготовлення), але, на жаль, не можуть бути використані при автоматизованому контролі роторів.

Проведений аналіз виконаних досліджень показує, що питання автоматизації контролю зубчастих поверхонь роторів планетарних гідромашин, в даний час залишається мало вивченим, а методи та засоби автоматизованого контролю відсутні. Тому розробка методів та засобів автоматизованого контролю зубчастої поверхні

роторів планетарних гідромашин, що забезпечують можливість прецизійного складання шляхом селективного підбору відповідних пар, є на сьогодні актуальним завданням.

Методологія дослідження.

Для розробки методів та засобів автоматизованого контролю зубчастої поверхні роторів гідромашин планетарного типу, з метою забезпечення їхнього прецизійного складання шляхом селективного підбору відповідних пар роторів необхідно:

- розробити розрахункову схему системи роторів планетарної гідравлічної машини для визначення контрольованих параметрів;
- обґрунтувати методологічну можливість автоматизації контролю зубчастої поверхні роторів планетарних гідромашин;
- розробити методи та засоби автоматизованого контролю зубчастої поверхні роторів планетарних гідромашин;
- провести аналіз результатів вимірювань.

Відомо [9–13], що основним робочим вузлом планетарної гідромашини є її система роторів (рис. 1). Зубчасті поверхні внутрішнього (рис. 1, а) та зовнішнього (рис. 1, б) роторів утворюють робочі камери, що взаємодіють із робочою рідиною (рис. 1, в).

Робочі камери розташовані симетрично щодо вертикальної осі та утворюють зони високого та низького тиску (рис. 1, в). Герметизація цих зон здійснюється в точках контакту зубчастих поверхонь внутрішнього та зовнішнього роторів, що знаходяться на нормалях, утворених кутом «контакту» k та в точках, що лежать на лінії радіусу «контакту» R_0 [40].

Зовнішній профіль внутрішнього ротора 1 (рис. 1, в) являє собою зубчасту поверхню з кількістю зубів z_1 , а контур зубів апроксимований дугами кола радіусом r_1 . Центри кіл зубів внутрішнього ротора 1 розташовані на колі радіусом R_1 . Зуби зовнішнього ротора 2 (рис. 1, в) виконані у вигляді вставних роликів 3 радіусом r_2 , а їх центри розташовані на колі радіусом R_2 . Відомо [11–13], що в гіпоциклоїдальних зубчастих передачах з внутрішнім зачепленням зв'язок між кількістю зубів зовнішнього z_2 і внутрішнього z_1 роторів визначається залежністю $z_2 = z_1 + 1$. Центр внутрішнього ротора 1 зміщений щодо центру зовнішнього ротора 2 на величину ексцентриситету e .

Зовнішній ротор являє собою складальну одиницю, у якій внутрішня зубчаста поверхня (рис. 1, г) утворена вставними роликами 3. Така конструкція зовнішнього ротора 2 дозволяє ролику 3 провертатися в отворі 5 при роботі гідромашини. При цьому існує тертя ковзання між зубчастими поверхностями роторів замінюється на тертя кочення. Для забезпечення цілісності такої конструкції зовнішнього ротора його отвори 5 («гнізда»), виконані діаметром D_{2h} і «розкриті» на величину L .

Номінальні значення діаметра D_{2r} ролика 3 та діаметра D_{2h} отвору 5 під ролики чисельно рівні (рис. 1, г). Можливість прокручуватися ролику 3 в отворі 5 під навантаженням забезпечується посадкою $H7/g6$. Відповідно до конструкторської документації, різниця між діаметром отвору D_{2h} та розміром L дорівнює $D_{2h} - L = 0.2 \dots 0.3$ мм. Краї отвору 5, розташовані на висоті h , утримують ролик 3 у робочому положенні, не дозволяючи йому випадати. Така цілісна конструкція зовнішнього ротора 2 з роликом 3 дозволяє автоматизувати операції контролю його параметра P_k . Обкатка одного ротора всередині іншого з герметизацією робочих зон гіпоциклоїдального зубчастого зачеплення, що розглядається, забезпечується відповідною посадкою $H7/f7$. Номінальні значення контрольованих параметрів P_k для внутрішнього та зовнішнього роторів (рис. 1, г) планетарної гідромашини рівні та визначаються з розрахункової схеми згідно з рівнянням:

$$P_k = (2R_1 - r_1) \cdot \cos \frac{\pi}{2z_1} + r_1 \cdot \sin \left(\arccos \frac{R_2 \cdot \sin \frac{\pi}{z_2}}{r_1 + r_2} \right). \quad (1)$$

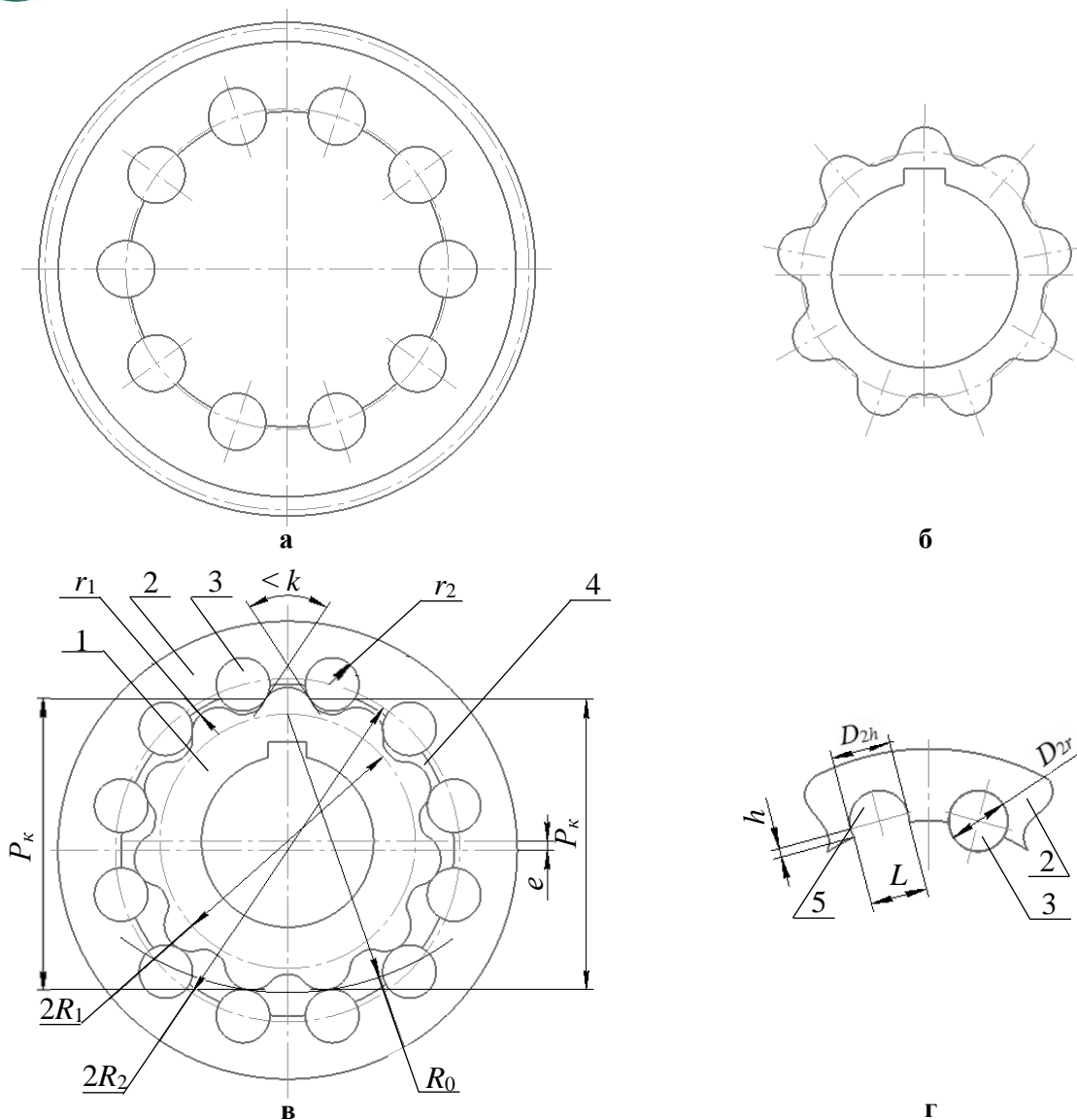


Рис. 1. Елементи системи роторів планетарного гідромотора:

а – зовнішній ротор зі вставними зубцями (роликами); б – внутрішній ротор; в – розрахункова схема системи роторів; г – утворення зубчастої поверхні зовнішнього ротора: 1 – внутрішній ротор; 2 – зовнішній ротор; 3 – зуб зовнішнього ротора (ролик); 4 – робоча камера, утворена зубчастим профілем внутрішнього та зовнішнього роторів; 5 – гніздо (отвір) під ролик; R_1 і R_2 – радіуси розташування центрів зубів внутрішнього та зовнішнього роторів відповідно; r_1 і r_2 – радіуси зубів внутрішнього та зовнішнього роторів відповідно; e – ексцентриситет; $\angle k$ – кут «контакту»; R_0 – радіус «контакту»; P_k – контрольований параметр

Значення технологічного зазору G , що забезпечує герметичність системи роторів при складанні визначається конструкторською документацією і визначається різницею значень розмірів контрольованих параметрів P_{2k} зовнішнього ротора і P_{1k} внутрішнього ротора, тобто $G = P_{2k} - P_{1k}$. Залежно від геометричних розмірів роторів значення технологічного зазору G між зубами внутрішнього та зовнішнього роторів планетарної гідромашини знаходиться в межах 0,02...0,04 мм. Забезпечити таке (задане) значення зазору технологічно, під час виготовлення роторів, досить проблематично, тому що граничні відхилення номінальних розмірів контрольованих параметрів P_k кожного ротора практично сумірні з величиною технологічного зазору G . Тому, необхідний зазор між зубчастими поверхнями роторів забезпечується шляхом селективного підбору відповідних пар зубів, що вказує на необхідність автоматизації процесу вимірювання контрольованих параметрів P_k .

Імітація принципу роботи системи роторів планетарної гідромашини при вимірі контрольованих параметрів для кожного ротора дозволила реалізувати розроблений спосіб автоматизованого процесу контролю роторів (рис. 2).

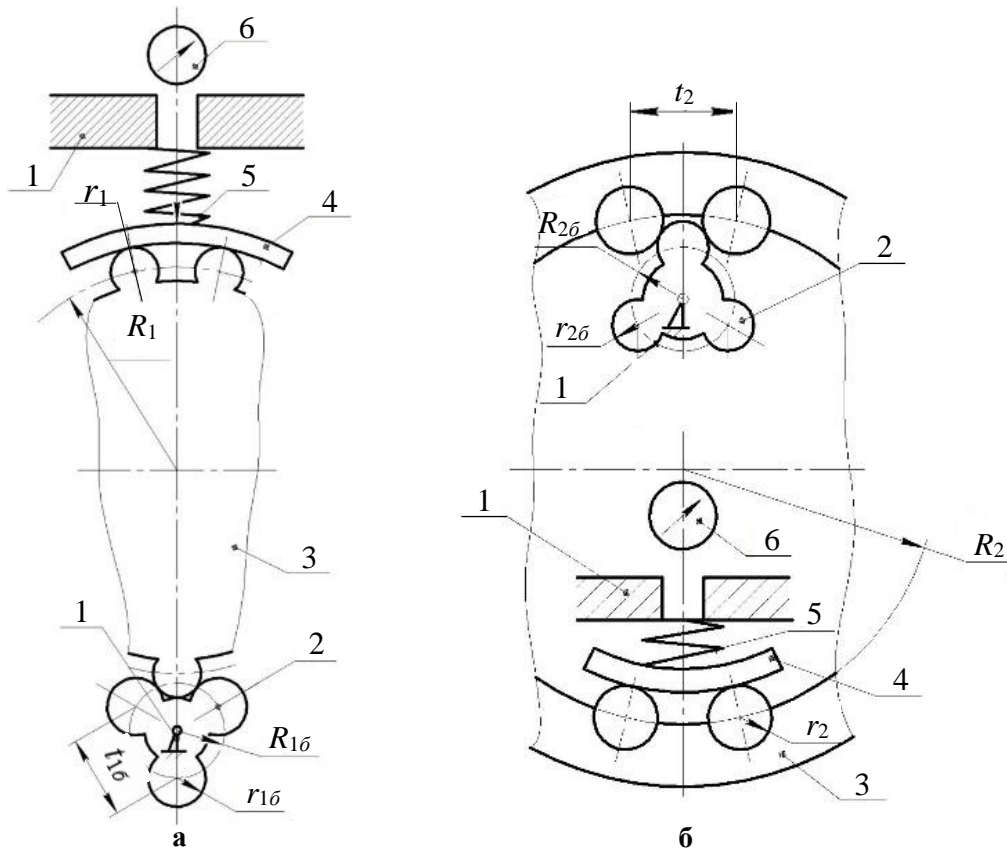


Рис. 2. Схеми пристроїв автоматизованого контролю роторів:
 а – внутрішнього; б – зовнішнього; 1 – стійка; 2 – базова шестерня; 3 – контрольований ротор; 4 – вимірювальний наконечник; 5 – пружина; 6 – індикатор

Так як умови контролю максимально наближені до умов роботи системи роторів, то крок між зубами базової шестерні 2 повинен дорівнювати кроку між зубами сполучаємого ротора (рис. 2). Отже, при контролі внутрішнього ротора для визначення параметрів базової шестерні 2 (рис. 2, а), з урахуванням, що $t_{1b} = t_2$ використовують геометричні параметри зовнішнього ротора 3 (рис. 2, б), як сполучаємого. Тоді, радіус зуба базової шестерні r_{1b} дорівнює радіусу зуба r_2 зовнішнього ротора (ролика), тобто $r_{1b} = r_2$, а радіус ділильного кола базової шестерні 2 визначається рівнянням:

$$R_{1b} = \frac{R_c \cdot \sin \frac{\pi}{z_c}}{\sin \frac{\pi}{z_b}}, \quad (2)$$

де R_{1b} – радіус ділильного кола базової шестерні; R_c – радіус ділильного кола сполучаємого ротора; z_b – кількість зубів базової шестерні; z_c – кількість зубів сполучаємого ротора.

При цьому необхідно враховувати, що при контролі внутрішнього ротора для визначення параметрів базової шестерні використовують геометричні параметри зовнішнього ротора (як сполучаємого), тобто

$$R_c = R_2, r_c = r_2, z_c = z_2, \quad (3)$$

де R_2 – радіус ділильного кола зовнішнього ротора; r_2 – радіус зуба (ролика) зовнішнього ротора; z_2 – кількість зубів зовнішнього ротора.

Аналогічно проводиться розрахунок параметрів базової шестерні при контролі зовнішнього ротора.

Вимірювальні пристрої для автоматизованого контролю внутрішнього і зовнішнього роторів виконані за однією кінематичною схемою, що реалізує запропонований спосіб (рис. 2) і включають однотипні базові елементи. Основою вимірювальних пристроїв (рис. 2) служать їх стійки 1, на яких жорстко закріплені приводи, що обертаються навколо осі базових шестерень 2. При вимірі, базові шестерні 2 кінематично пов'язані з контрольованими роторами 3 і тому, в процесі контролю, ротора 3 обертаються. Ротора 3 при контролі здійснюють не менше одного повного обороту, що дозволяє провести вимірювання по всьому зубчастому контуру за одну установку. Рухливі наконечники 4 мають вимірювальні поверхні, описані радіусом «контакту» R_0 і під дією пружин 5 знаходяться в постійному контакті з контрольованими роторами 3. Відхилення від номінального розміру контрольованого параметра P_k визначають з допомогою індикаторів 6, встановлених на стойках 1 і кінематично пов'язаних з вимірювальними наконечниками 4.

Таким чином, розроблені методи та засоби автоматизованого контролю зубчастих поверхонь внутрішнього та зовнішнього роторів планетарних гідромашин, дозволяють забезпечити можливість прецизійного складання системи роторів цих гідромашин, шляхом селективного підбору відповідних пар.

Результати дослідження.

Для виробничої перевірки розроблених засобів контролю обрано зубчасту пару з внутрішнім гіпоциклоїдальним зачепленням. Кінематичні та геометричні параметри внутрішнього та зовнішнього роторів відповідно рівні: кількість зубів – $z_1 = 11$ та $z_2 = 12$; радіуси закруглення зубів – $r_1 = r_2 = 7,0\text{мм}$; радіуси розташування центрів зубів – $R_1 = 33,35\text{мм}$ та $R_2 = 45,0\text{мм}$; ексцентриситет – $e = 2,35\text{ мм}$. Номінальний розмір контрольованого параметра P_k для обох роторів становить $P_k = 76,22\text{ мм}$, а обрана посадка $H7/f7$ гарантує працездатність досліджуваної зубчастої пари, забезпечуючи мінімальний технологічний зазор $G = 0,03\text{ мм}$. Максимальний зазор при вибраній посадці становить $G = 0,09\text{ мм}$.

Аналіз результатів вимірювань (рис. 3) відхилень внутрішнього ротора показує, що відхилення його зубчастої поверхні від номінального розміру мають незначні коливання, викликані похибкою форми зубчастого контуру [11–13]. Коливання похибки форми зубчастого контуру знаходяться в межах, заданих відповідним квалітетом $f7_{-0.06}^{-0.03}$, що забезпечує розсіювання розмірів в діапазоні $0,03\text{ мм}$. Розкид вимірянних значень відхилень від номінального розміру контрольованого параметра P_k становить $0,009\text{ мм}$ та знаходиться в межах $-0,048\dots-0,039\text{ мм}$, що відповідає заданому квалітету.

Аналіз результатів вимірювань відхилень зовнішнього ротора показує (рис. 3), що відхилення його зубчастої поверхні від номінального розміру мають більш значні коливання, викликані похибкою форми зубчастого контуру [11–13]. Коливання похибки форми зубчастого контуру зовнішнього ротора знаходяться в межах, заданих відповідним квалітетом $H7_0^{+0.03}$, що забезпечує розсіювання розмірів в діапазоні $0,03\text{ мм}$. Для зовнішнього ротора розкид вимірянних значень відхилень від номінального розміру контрольованого параметра P_k становить $0,019\text{ мм}$ та знаходиться в межах $0,006\dots0,025\text{ мм}$, що також відповідає заданому квалітету.

Реальний мінімальний зазор для досліджуваної контрольної пари становить $G_{\min} = 0,045\text{ мм}$, а максимальний $G_{\max} = 0,073\text{ мм}$, що відповідає обраній посадці $H7/f7$ і, отже, забезпечує працездатність системи роторів (обкатування та герметизацію).

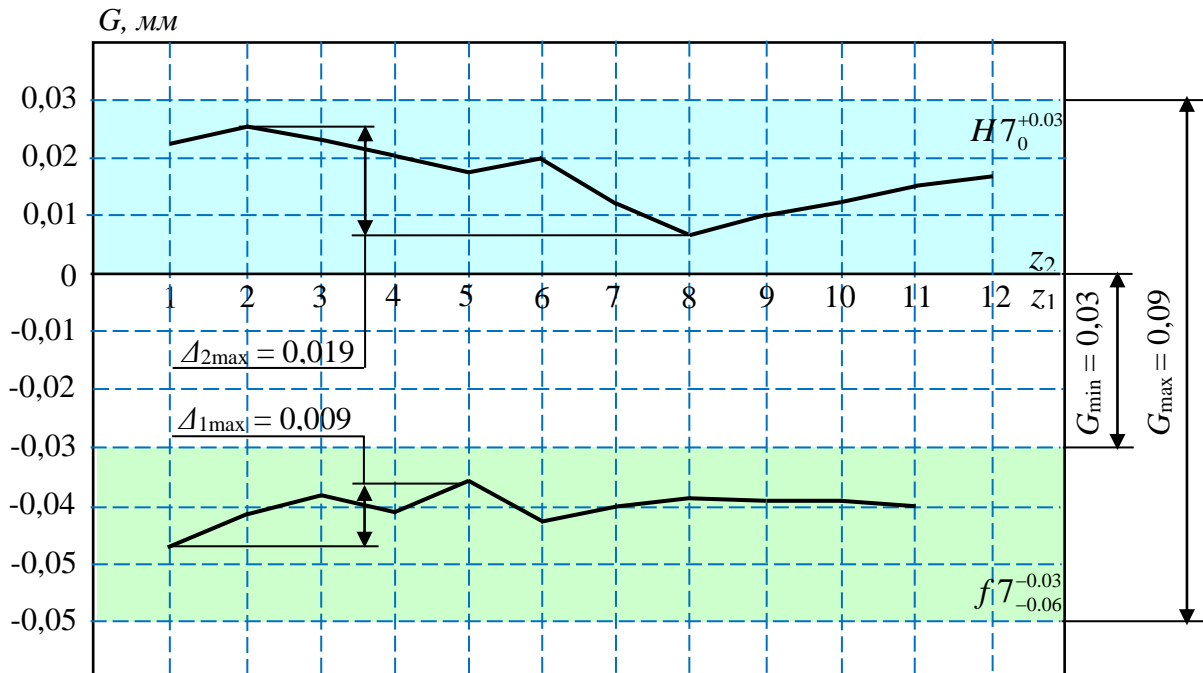


Рис. 3. Результати вимірювань відхилень контрольованих параметрів P_k для зовнішнього та внутрішнього роторів

Виробнича перевірка показала, що запропоновані метод та засоби автоматизованого контролю відхилень зубчастих поверхонь роторів планетарних гідромашин дозволяють здійснювати прецизійне складання їхньої системи роторів, шляхом селективного підбору відповідних пар.

Висновки.

В результаті проведених досліджень обґрунтовано методологічну можливість автоматизації контролю зубчастої поверхні роторів планетарних гідромашин. З метою визначення контрольованих параметрів розроблено розрахункову схему системи роторів планетарної гідравлічної машини та отримано математичні залежності, що описують конструктивні елементи засобів контролю.

Дослідженнями встановлено, що реальний мінімальний зазор для досліджуваної контрольної пари становить $G_{\min} = 0,045$ мм, а максимальний $G_{\max} = 0,073$ мм, що відповідає обраній посадці $H7/f7$ і, отже, забезпечує працездатність системи роторів (обкатування та герметизацію).

Виробнича перевірка дослідних зразків розроблених засобів автоматизованого контролю зубчастих поверхонь роторів показала, що запропонований метод контролю дозволяє здійснити прецизійне складання системи роторів планетарних гідромашин шляхом селективного підбору відповідних пар.

Список використаних джерел.

1. Panchenko, A., Voloshina, A., Milaeva, I., Luzan, P. Operating conditions' influence on the change of functional characteristics for mechatronic systems with orbital hydraulic motors. *Modern Development Paths of Agricultural Production*. Springer, Cham, 2019. 169–176, https://doi.org/10.1007/978-3-030-14918-5_18
2. Rundo M. Models for Flow Rate Simulation in Gear Pumps: A Review. *Energies*. 2017. 9 (10). No: 1261. <https://doi.org/10.3390/en10091261>
3. Choi, T.H., Kim, M.S., Lee, G.S., Jung, S.Y., Bae, J.H., Kim, C. Design of rotor for internal gear pump using cycloid and circular-arc curves. *Journal of Mechanical Design*, 2012. 134. 011005. <https://doi.org/10.1115/1.4004423>

4. Онопрейчук Д.В., Мірієв К.І. Визначення ресурсу аксіально-поршневих насосів гідроприводів будівельних машин. *Збірник наукових праць УкрДАЗТ*, 2014. Вип. 147. С. 177-180.
5. Michael, P., Burgess, K., Kimball, A., Wanke, T. Hydraulic Fluid Efficiency Studies in Low-Speed High-Torque Motors. SAE Technical Papers 2009-01-2848; SAE International: Warrendale, PA, USA, 2009. 1–7. <https://doi.org/10.4271/2009-01-2848>
6. Van de Ven, J. On Fluid Compressibility in Switch-Mode Hydraulic Circuits. – Part II: Experimental Results. *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, 2012. 135 (2). 021014-021014-7, <https://doi.org/10.1115/1.4023063>
7. Panchenko, A., Voloshina, A., Milaeva, I., Luzan, P. Operating conditions' influence on the change of functional characteristics for mechatronic systems with orbital hydraulic motors. *Modern Development Paths of Agricultural Production*. Springer, Cham, 2019. 169–176, https://doi.org/10.1007/978-3-030-14918-5_18
8. Панченко А.І., Волошина А.А., Панченко І.А., Волошин А.А., Нестеренко К.В. Вплив конструктивних особливостей системи роторів планетарного гідромотору на зміну його вихідних характеристик. *Праці ТДАТУ*, 2021. Вип. 21. Т. 4. С. 61-77. <https://doi.org/10.31388/2078-0877-2021-21-2-61-77>
9. Панченко А.І., Волошина А.А., Панченко І.А., Волошин А.А., Пастушенко С.І. Дослідження впливу похибки форми виготовлення роторів на вихідні характеристики планетарних гідромоторів. *Праці ТДАТУ*, 2019. Вип. 19. Т. 4. С. 33-48. <https://doi.org/10.31388/2078-0877-19-4-33-48>
10. Panchenko, A., Voloshina, A., Panchenko, I., Titova, O., Pastushenko, A. Reliability design of rotors for orbital hydraulic motors. IOP Conference Series: *Materials Science and Engineering*, 2019. 708(1). 012017. <https://doi.org/10.1088/1757-899X/708/1/012017>
11. Panchenko, A., Voloshina, A., Milaeva, I., Panchenko, I., Titova, O.: The Influence of the form Error after Rotor Manufacturing on the Output Characteristics of an Orbital Hydraulic Motor. *International Journal of Engineering and Technology*, 2018. 7 (4.3). 1–5, <https://doi.org/10.14419/ijet.v7i4.3.19542>
12. Panchenko, A., Voloshina A., Luzan P., Panchenko I., Volkov, S: Kinematics of motion of rotors of an orbital hydraulic machine. IOP Conference Series: *Materials Science and Engineering*, 2021. 1021. 012045. <https://doi.org/10.1088/1757-899X/1021/1/012045>
13. Панченко А.І., Волошина А.А., Панченко І.А., Волошин А.А. Вплив величини діаметрального зазору на кінематику руху внутрішнього ротора орбітального гідромотора. *Науковий вісник ТДАТУ*, 2023. Вип. 13. Т. 1. <https://doi.org/10.31388/2220-8674-2023-1-3>
14. González, J., Oro, J., Argüelles-Díaz, K. Flow analysis for a double suction centrifugal machine in the pump and turbine operation modes. *International Journal for Numerical Methods in Fluids*, 2009. 61(2). 220-236. <https://doi.org/10.1002/flid.1951>
15. Gentner, Ch., Sallaberger, M., Widmer, Ch., Braun, O., Staubli, T. Numerical and experimental analysis of instability phenomena in pump turbines. IOP Conference Series: *Earth and Environmental Science*, 2012. 15(3). 0320422. <https://doi.org/10.1088/1755-1315/15/3/032042>
16. Egusquiza, E., Valero, C., Presas, A., Huang, X., Guardo, A., Seidel, U.: Analysis of the dynamic response of pump-turbine impellers. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2016. 68-69. 330-341. <https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2015.05.034>
17. Mao, X., Dal Monte, A., Benini, E., Zheng, Y. Numerical study on the internal flow field of a reversible turbine during continuous guide vane closing. *Energies*, 2017. 10(7). 988. <https://doi.org/10.3390/en10070988>.
18. Makarov, V., Rezvaya, K., Drankovskiy, V., Mikhaylo, C. Determination of the main parameters of the pump-turbine using the block-hierarchical approach. *IEEE KhPI*, 2020. 9250164. 536-540. <https://doi.org/10.1109/KhPIWeek51551.2020.9250164>
19. Barrio, R., Fernández, J., Blanco, E., Parrondo, J. Performance characteristics and internal flow patterns in a reverse-running pump-turbine. *Journal of Mechanical Engineering Science*, 2012. 226(3). 695-708. <https://doi.org/10.1177/0954406211416304>
20. Amelio, M., Barbarelli, S.: A one-dimensional numerical model for calculating the efficiency of pumps as turbines for implementation in micro-hydro power plants. Proceedings of the 7th Biennial Conference on Engineering Systems Design and Analysis, 2004. 1. 65-72. <https://doi.org/10.1115/esda2004-58080>
21. Rogovyi, A., Korohodskiy, V., Khovanskyi, S., Hrechka, I., Medvediev, Y. Optimal design

- of vortex chamber pump. In *Journal of Physics: Conference Series*, 2021. 1741, 012018. <https://doi.org/10.1088/1742-6596/1741/1/012018>
22. Andrenko, P., Rogovyi, A., Hrechka, I., Khovanskyi, S., Svyarenko, M.: Characteristics improvement of labyrinth screw pump using design modification in screw. In *Journal of Physics: Conference Series*, 2021. 1741. 012024. <https://doi.org/10.1088/1742-6596/1741/1/012024>
23. Rogovyi, A., Korohodskiy V., Medvediev Y.: Influence of Bingham fluid viscosity on energy performances of a vortex chamber pump. *Energy*, 2021. 218. 119432. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2020.119432>
24. Van de Ven, J. On Fluid Compressibility in Switch-Mode Hydraulic Circuits. Part I: Modeling and Analysis. *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, 2012. 135 (2). 021013-021013-13. <https://doi.org/10.1115/1.4023062>
25. Rogovyi, A., Khovanskyi, S., Hrechka, I., Gaydamaka, A. Studies of the Swirling Submerged Flow Through a Confuser. In *Design, Simulation, Manufacturing: The Innovation Exchange*. Springer, Cham, 2020. 85–94. https://doi.org/10.1007/978-3-030-50491-5_9
26. Vacca, A., Klop, R., Ivantysynova, M.: A numerical approach for the evaluation of the effects of air release and vapour cavitation on effective flow rate of axial piston machines. *International Journal of Fluid Power*, 2010. 11(1). 33-45. <https://doi.org/10.1080/14399776.2010.10780996>
27. Andrenko, P., Rogovyi, A., Hrechka, I., Khovanskyi, S., Svyarenko, M.: The Influence of the Gas Content in the Working Fluid on Parameters of the the Hydraulic Motor's Axial Piston. In *Design, Simulation, Manufacturing: The Innovation Exchange*. Springer, Cham, 2021. 97–106. https://doi.org/10.1007/978-3-030-77823-1_10
28. Gamez-Montero, P., Codina, E., Castilla, R.: A Review of Gerotor Technology in Hydraulic Machines. *Energies*, 2019. 12. 2423 (2019). <https://doi.org/10.3390/en12122423>
29. Volkov, G., Smirnov, V. Systematization and comparative scheme analysis of mechanisms of planetary rotary hydraulic machines. *MATEC Web of Conferences*, 2018. 224, <https://doi.org/10.1051/mateconf/201822402083>
30. Volkov, G., Kurasov, D. Planetary Rotor Hydraulic Machine with Two Central Gearwheels Having Similar Tooth Number. *Mechanisms and Machine Science*, 2018. 51. 435–446. https://doi.org/10.1007/978-3-319-60399-5_21
31. Volkov, G., Smirnov, V. Computation and structural methods to expand feed channels in planetary hydraulic machines. *Journal of Physics: Conference Series*, 2019. 1210. <https://doi.org/10.1088/1742-6596/1210/1/012131>
32. Панченко А.І., Волошина А.А., Панченко І.А. Обґрунтування кінематичних схем розподільних систем гідромашин планетарного типу. *Праці ТДАТУ*, 2018. Вип.18. Т. 2. С. 30–49. <https://doi.org/10.31388/2078-0877-18-2-29-48>
33. Kiurchev, S., Luzan, P., Zasiadko, A., Radionov H., Boltianska, N. Influence of the flow area of distribution systems on changing the operating parameters of planetary hydraulic motors. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 2021. 1021. 012037. <https://doi.org/10.1088/1757-899X/1021/1/012037>
34. Панченко А.І., Волошина А.А., Панченко І.А., Волошин А.А. Проектування мехатронних систем з заданими вихідними характеристиками. *Праці ТДАТУ*, 2020. Вип.20. Т. 4. С. 18–35. <https://doi.org/10.31388/2078-0877-2020-20-4-18-35>
35. Панченко А.І., Волошина А.А., Панченко І.А., Засядько А.І. Поліпшення вихідних характеристик планетарних гідромашин. *Праці ТДАТУ*, 2019. Вип. 19. Т. 2. С.68–85. <https://doi.org/10.31388/2078-0877-19-2-68-85>
36. Stryczek, J., Bednarczyk, S., Biernacki, K. Strength analysis of the polyoxymethylene cycloidal gears of the gerotor pump. *Archives of Civil and Mechanical Engineering*, 2014. 14(4). 647–660. <https://doi.org/10.1016/j.acme.2013.12.005>
37. Ivanovic, L., Miric, N., Devedzic, G., Ćuković, S. Analysis of forces and moments in gerotor pumps. *Journal of Mechanical Engineering Science*, 2010. 224(10). 2257-2269. <https://doi.org/10.1243/09544062JMES2041>
38. Chiu-Fan, H.: Flow Characteristics of Gerotor Pumps with Novel Variable Clearance Designs. *Journal of Fluids Engineering*, 2015. 137(4). FE-14-1137. <https://doi.org/10.1115/1.4029274>
39. Панченко А.І., Волошина А.А., Панченко І.А., Волошин А.А., Нестеренко К.В. Вплив конструктивних особливостей системи роторів планетарного гідромотору на зміну його вихідних характеристик. *Праці ТДАТУ*, 2021. Вип. 21. Т. 4. С. 61-77.

<https://doi.org/10.31388/2078-0877-2021-21-2-61-77>

40. Panchenko, A., Voloshina, A., Boltianska, N., Pashchenko, V., Volkov, S. Manufacturing Error of the Toothed Profile of Rotors for an Orbital Hydraulic Motor. InterPartner 2021: *Advanced Manufacturing Processes III. LNME. Springer, Cham, 2022. 22-32, https://doi.org/10.1007/978-3-030-91327-4_3*

Стаття надійшла до редакції 15.05.2025

Стаття прийнята 21.05.2025

Статтю опубліковано 20.06.2025



METHODS AND MEANS OF AUTOMATED CONTROL OF THE TOOTHED PROFILE OF ROTORS OF PLANETARY HYDRAULIC MACHINES

A. Panchenko¹, A. Voloshina¹, O. Koviazin¹, I. Panchenko¹, A. Voloshin²

¹Dmytro Motornyi Tavria State Agrotechnological University

²Melitopol Vocational College of TSATU

Summary

Planetary hydraulic machines are increasingly used in hydraulic drives for construction, railway, drilling, and other self-propelled equipment. One of the key components of these hydraulic machines is the rotor system, which is a precision pair of rotors with toothed surfaces. Thus, the rotor system is a moving precision pair with a complex toothed surface, and the manufacturing accuracy of the rotor tooth profile geometry determines the performance of the planetary hydraulic machine as a whole. Ensuring the necessary sealing in the planetary hydraulic machine rotor system for distributing high and low pressure zones is achieved through selective rotor selection. This requires the development of appropriate methods and tools for automated monitoring of deviations in measured parameters determined by the toothed surfaces of the inner and outer rotors. Therefore, issues related to the development of methods and tools for automated testing of the toothed profile of planetary hydraulic machine rotors to ensure precision assembly of the rotor system are a relevant area of research. This paper substantiates the methodological feasibility of automating the testing of the toothed surface of planetary hydraulic machine rotors. To determine the controlled parameters, a design scheme for the rotor system of a planetary hydraulic machine was developed, and mathematical relationships were derived describing the design elements of the measuring devices. A gear pair with internal hypocycloidal engagement was selected for production testing of the developed testing tools. The kinematic and geometric parameters of the inner and outer rotors are, respectively, equal to: number of teeth – $z_1 = 11$ and $z_2 = 12$; tooth curvature radii – $r_1 = r_2 = 7.0 \text{ mm}$; tooth center radii – $R_1 = 33.35 \text{ mm}$ and $R_2 = 45.0 \text{ mm}$; eccentricity – $e = 2.35 \text{ mm}$. A production test of the developed automated rotor testing tools demonstrated that the proposed testing method enables the precise assembly of planetary hydraulic machine rotor systems through the selective selection of appropriate pairs.

Keywords: rotor system, toothed profile, automated control, measuring devices, selective selection.

DOI <https://doi.org/10.32782/1994-4691-2025-1-75-3>
УДК 621.22

ВИБІР ТА ОБҐРУНТУВАННЯ СИСТЕМИ ЖИВЛЕННЯ ГІДРОСТАТИЧНИХ ОПОР

CHOICE AND JUSTIFICATION OF THE POWER SUPPLY SYSTEM OF HYDROSTATIC RESISTORS

Є. Ю. Сахно^{1*}, д-р техн. наук, професор
С. В. Коваленко¹, канд. пед. наук., доцент

ORCID: 0000-0002-9789-7242
ORCID: 0000-0001-5829-7132

¹ Національний університет «Чернігівська політехніка»
*e-mail: evsakhno@ukr.net

Анотація. В статті розглянуто питання дослідження систем живлення гідростатичних опор гідровузла. Показано результати розрахунку гідравлічної системи живлення з підводом робочої рідини до опори через дросельні регулятори мембранного типу. Дослідження показали, що варіант системи живлення з багатопоточним регулятором мембранного типу в більш та менш навантаженій лінії має менше зміщення вала ніж система живлення з дросельним двопотоковим регулятором, що забезпечує більшу жорсткість та розширює діапазон припустимих навантажень на вал.

Ключові слова: гідростатичний підшипник, система живлення, зміщення вала, регулятор потоку.

Постановка проблеми.

Відомо, що у практику машинобудування впроваджені системи живлення з постійними дроселями для поділу потоку на n частин, які як правило, розраховані на сприйняття гідроопорою навантажень, що змінюються в найбільш широкому діапазоні, значення якого відображені у паспортних даних машини. Тому для подачі рідини в кишені гідроопор застосовують системи, у яких незалежно від зміни величини тиску в карманах підшипника, потік гідростатичного змащення поділяється на частини відповідно до діючих навантажень на вал, що обертається. Перспективним є застосування в сучасних системах живлення дросельних багатопотокових подільників, що являють собою автономні вузли, серійний випуск яких, як досить дешевих апаратів дозволяє забезпечити ефективне змащення за різних умов роботи обладнання. При цьому жорсткість опор у більшості випадків (особливо при екстремальних, короткочасних навантаженнях) не відповідає вимогам прогресивної технології. А використання гідроопор з нерегульованими дроселями або одно-двопотоковими регуляторами є мало ефективним, тому що в цьому випадку не виключається металевий контакт в опорі. Системи живлення, що працюють за принципом «насос – кишень», забезпечують високу жорсткість та несучу здатність опор за умови співвідношення максимального та мінімального навантаження [1–3]. Проте об'ємні насоси-розподільники потоків є дещо складними в конструктивному та технологічному виконанні, і під час подачі змащення в кишенях опор насосна установка повинна розміщуватися безпосередньо біля кишень, щоб зменшити систему каналів, що підводять рідину.

Аналіз останніх досліджень.

В роботі [4] розглянуто питання зниження вібрацій шпинделя на основі застосування регульованої конструкції гідростатичних опор. В роботі [5] представлено основні результати експлуатації безконтактних опор шпинделів металорізальних верстатів і тенденції їхнього розвитку. Запропоновано нові принципи конструювання безконтактних опор шпинделів верстатів для високопродуктивної точної обробки. В роботі [6] надано схемне рішення адаптивної системи живлення шпиндельних гідравлічних підшипників технологічного обладнання, і встановлено, що застосування частотно-регульованого приводу насоса в системі живлення шпиндельних гідростатичних підшипників шпиндельного вузла токарного прецизійного верстата дозволило підвищити показники енергоефективності об'ємного гідроприводу системи.

Наукові роботи [7, 8] присвячені вдосконаленню теорії та практики проектування адаптивних гідростатичних опор нового покоління, а також розробці методів і прийоми раціонального використання шпиндельних вузлів і напрямних з такими опорами. Визначено, що використання принципів рідинного тертя у важконавантажених вузлах є досить перспективним рішенням для важких верстатів підвищеної точності із ЧПК. Розроблено адаптивну систему керування тиском у кишнях гідростатичних опор і зусиллям натягу приводу позиціонування. Також розроблено мехатронну систему адаптивного керування тиском в кишнях підшипника підвищеної точності та адаптивні регулятори систем живлення опор зі зворотним зв'язком по положенню вала. В роботі [9] сформульовано наукові основи розробки сферичних опор регульованих опор рідинного тертя просторових механізмів, а також схемних та конструктивних рішень, технологічному забезпеченні розробок та вивченню особливостей гідродинамічних процесів та розрахунку на їх основі статистичних характеристик опор. Підтвердження достовірності розроблених наукових положень здійснено експериментальним дослідженням характеристик та дослідною апробацією виготовлених сферичні опори просторових пристроїв.

Методологія дослідження.

Метою даної роботи є аналіз та обґрунтування існуючих систем живлення гідростатичних опор та вибір найбільш раціональної системи для модернізації гідросистеми опорних підшипників гідровузла, що запобігає його зносу та збільшує термін служби технологічного обладнання.

Під час створення систем рідинного живлення гідростатичних опор [10, 11] із розподілом потоку на кілька частин необхідно враховувати такі положення. Система живлення гідроопор від багатопотокового розподільника внаслідок дроселювання мастила має нижчий ККД, ніж система з однопотоковими або багатопотоковими насосами. Багатопотоковий розподільник із регульованими вхідними дроселями виконує ті ж функції, що й відомі слідкуючі золотники, проте він повинен забезпечувати взаємопов'язане регулювання витрат у відводах гідромережі. За його допомогою можна регулювати параметри несучого гідростатичного поля за умови недостатньої жорсткості конструкції опорних поверхонь [12, 13]. Рухомий гідровузол на звичайних гідростатичних підшипниках із багатопотоковим розподільником буде мати більшу жорсткість і відповідно несучу здатність, ніж на гідростатичних підшипниках із внутрішнім дроселюванням потоків. Під час подачі робочої рідини до системи живлення з постійною витратою виключається металевий контакт між спряженими поверхнями при зміні зовнішнього навантаження. Багатопотоковий розподільник рідини порівняно з окремим блоком регульованих дроселів має вищий ККД, не потребує додаткового автоматизованого регулювання та забезпечує якісне та надійне змащування в широкому діапазоні зміни навантажень.

Результати дослідження.

Для зниження енерговитрат, експлуатаційних витрат, а також втрат потужності модернізованого гідроприводу пропонуються системи живлення гідроопор від одного насоса: схеми з регульованими дроселями (рис. 1, а) та схема з подільником потоку (рис. 1, б) [13]. При цьому подача робочої рідини через розподільник Р1 відбувається короткочасно для компенсації тиску рідини в кишнях підшипника при збільшенні навантаження на вал. Схема, що має подільник потоку рідини, має низку переваг: по-перше немає потреби регулювати кожен дросель окремо; по-друге витрати на будь-який із гілок не залежать від зовнішнього навантаження; по-третє зменшується кількість гідроагрегатів у системі. Для залишкового вибору системи живлення модернізованої гідроопори проведемо аналіз зміщення валу під навантаженням, що визначить жорсткість технологічної системи [14, 15].

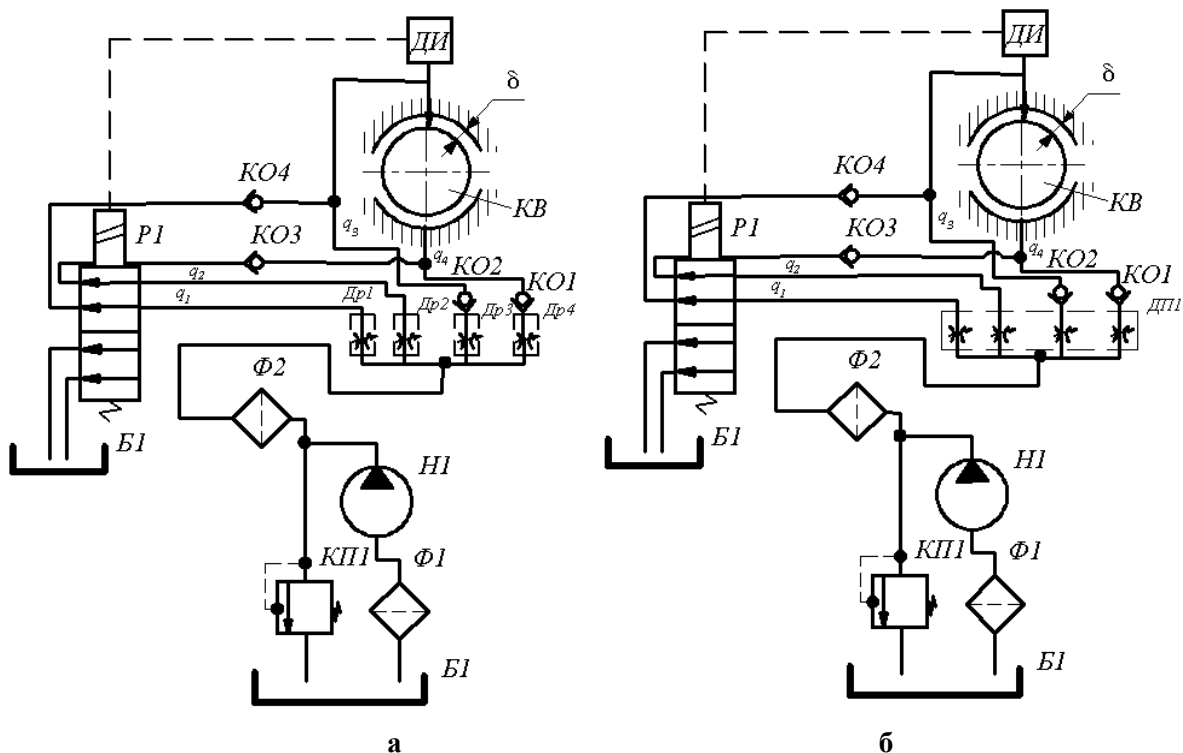


Рис. 1. Система живлення гідроопор колінвала від одного насоса:
а – з регульованими дроселями; б – з чотирипотоковим подільником потоку;
КВ – колінчастий вал; ДИ – датчик імпульсу

Система живлення із двопотоковим дросельним регулятором. Двопотоковий дросельний регулятор (рис. 1, а) працює за принципом двопотокового подільника потоку. Для отримання кількості потоків, більшої за два, у систему живлення встановлюють кілька регуляторів, які працюють паралельно. Прирівнюємо витрату в одному з відводів регулятора, наприклад у відводі з витратами q_1 , до витрати через сегмент гідроопори [13, 16]:

$$\frac{p \cdot k_g \cdot \delta^3}{k_f F \mu_\delta \left[\frac{1}{(1-\varepsilon)^3} - \frac{1}{(1+\varepsilon)^3} \right]} = \sqrt{\frac{p_n - p_{k1}}{1 + \frac{\mu^2 (d_1 \cdot h_1)^2 \cdot \frac{2g}{\gamma} + \frac{\lambda/d}{\left(\frac{\pi d^2}{4}\right)^2 \cdot \frac{2g}{\gamma}}}} \quad (1)$$

де p – несуча здатність підшипника; F – площа опорної поверхні опори; k_f та k_g – коефіцієнти площі та витрати, відповідно; μ_δ – динамічна в'язкість рідини; ε – відносне

зміщення вала; p_n та p_{k1} – тиск на вході регулятора та у відводі; d_1 – діаметр сопла; h_1 – зазор між торцем сопла і мембраною у відводі; λ – коефіцієнт втрат по довжині вхідного каналу дроселя; l та d – довжина і діаметр каналу вхідного дроселя.

Величина $\frac{\lambda l / d}{\left(\frac{\pi d^2}{4}\right)^2} \cdot \frac{2g}{\gamma} = 9,5 \cdot 10^{-5}$ дуже мала, тому нею можна знехтувати.

Тоді рівняння витрати (права частина рівняння 1) буде мати вигляд:

$$Q = \mu \cdot f \sqrt{\frac{2g}{\gamma} \cdot (p_n - p_k)}, \quad (2)$$

де $f = \pi \cdot d_1 \cdot h_1$, а $h_1 = h_0 / (1 + [(p_n - p_{k1}) / (p_n - p_{k2})]^{0,5})$, $h_0 = h_1 + h_2 = 0,03$ мм; h_2 – зазор між торцем сопла та мембраною у відводі; p_{k2} – тиск у відводі.

Приріст ширини кільцевої щілини гідроопори буде:

$$h = \delta_0 - \delta = \delta_0 - \sqrt[3]{\frac{Q_4 k_f F \mu_\delta \left[\frac{1}{(1-\varepsilon)^3} - \frac{1}{(1+\varepsilon)^3} \right]}{p \cdot k_g}}. \quad (3)$$

Система живлення з багатопотоковим подільником мембранного типу. Розглянемо зміщення вала та жорсткість несучого шару мастила, що надходить в опору з більш навантаженої та менш навантаженої гілок двигуна. Розрахункова схема наведена на рис. 2, б.

Оскільки подільник працює в режимі сталого витратного режиму, коефіцієнт k_Q при зміні навантаження P більший за нуль, при цьому $p_n = p_k + \Delta p_g$, де Δp_g – втрати тиску на вхідному дроселі подільника.

Оскільки подільник працює в режимі постійних витрат [13], то

$$Q_1 = \mu \cdot f_{\partial p} \sqrt{\frac{2g}{\gamma} \cdot (p_n - p_k)},$$

та без урахування витоків, витрата дроселя через більш навантажену мережу дорівнює витраті підшипника:

$$\mu \cdot f_{\partial p} \sqrt{\frac{2g}{\gamma} \cdot (p_n - p_k)} = \frac{p \cdot k_g \cdot \delta^3}{k_f F \mu_\delta \left[\frac{1}{(1-\varepsilon)^3} - \frac{1}{(1+\varepsilon)^3} \right]}. \quad (4)$$

Позначимо

$$k_0 = \mu \cdot f_{\partial p} \sqrt{\frac{g}{\gamma}}; \quad k_Q = \left[2 \left(1 - \frac{p_k}{p_n} \right) \right]^{1/2}.$$

Тоді

$$k_0 \cdot k_Q \cdot p_n^{1/2} = \frac{p \cdot k_g \cdot \delta^3}{k_f F \mu_\delta \left[\frac{1}{(1-\varepsilon)^3} - \frac{1}{(1+\varepsilon)^3} \right]}.$$

Звідси зазор у підшипнику дорівнює:

$$\delta = \sqrt[3]{\frac{k_0 \cdot k_Q \cdot p_n^{1/2} \cdot k_f F \mu_\delta \left[\frac{1}{(1-\varepsilon)^3} - \frac{1}{(1+\varepsilon)^3} \right]}{P \cdot k_g}}.$$

Приріст зазору буде дорівнювати:

$$h = \delta_0 - \delta = \delta_0 - \sqrt[3]{\frac{k_0 \cdot k_Q \cdot p_n^{1/2} \cdot k_f F \mu_\partial \left[\frac{1}{(1-\varepsilon)^3} - \frac{1}{(1+\varepsilon)^3} \right]}{P \cdot k_g}}. \quad (5)$$

Оскільки в роботі коленвалу спостерігається певна закономірність і його зміщення відбувається під певним кутом розглянемо роботу гідропідшипника з'єднаного з менш навантаженим відводом. Умову рівноваги при $p_{n2} \leq p_{n1} = \text{const}$ запишемо без урахування жорсткості мембран у вигляді [13]:

$$\pi p_1 (R_m^2 - R^2) + \pi p_{k1} R_0^2 + P_1 = \pi p_2 (R_m^2 - R^2) + \pi p_{k2} R_0^2 + P_2, \quad (6)$$

де p_1 і p_2 – тиск у командних камерах подільника; R_m , R , R_0 – відповідно радіуси, (мембрани, жорсткого центру та отвору в жорсткому центрі); p_{k1} і p_{k2} – тиск у кишнях, відповідно більш навантаженої та менш навантаженої секції опори; P_1 і P_2 – сили тиску на кільцеву площу вала. Зусилля на кільцевих ділянках плоских щілин будуть дорівнювати:

$$P_1 = \pi p_1 (R^2 - R_0^2) - \pi (p_1 - p_{n1}) \cdot \left(\frac{R^2 - R_0^2}{2 \ln R/R_0} - R_0^2 \right);$$

$$P_2 = \pi p_2 (R^2 - R_0^2) - \pi (p_2 - p_{n2}) \cdot \left(\frac{R^2 - R_0^2}{2 \ln R/R_0} - R_0^2 \right).$$

Розв'язавши рівняння (6) щодо p_2 , отримаємо:

$$p_2 = \frac{p_1 R_m^2 - \frac{R^2 - R_0^2}{2 \ln R/R_0} (p_1 - p_{n1} + p_{n2})}{R_m^2 - \frac{R^2 - R_0^2}{2 \ln R/R_0}}. \quad (7)$$

За умовою нерозривності потоку

$$\mu \cdot f \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot (p_n - p_k)} = \frac{\pi b^3 (p_2 - p_{n2})}{6 \mu_\partial \ln R/R_0},$$

де μ – коефіцієнт витрати; f – площа вхідного дроселя $f = \pi \cdot d^2 / 4$; d – діаметр дроселя; ρ – щільність рідини; b – ширина регульованої щілини; μ_∂ – динамічна в'язкість рідини.

Позначимо $\frac{2\mu^2 f^2}{\rho} = E$, $\frac{\pi^2 b^6}{36 \mu_\partial^2 \left[\ln R/R_0 \right]^2} = D$,

тоді

$$p_2 = \frac{E}{2D} - p_{n2} \pm \sqrt{\left(\frac{E}{2D} - p_{n2} \right)^2 - \left(p_{n2}^2 - \frac{E p_0}{D} \right)}. \quad (8)$$

При встановленому русі рідини тиску p_1 , p_2 , p_3 , p_4 у вхідних камерах приблизно рівні, отже, рівні витрати на всіх вхідних дроселях і витрати у відводах $q_1 = q_2 = q_3 = q_4$. Наприклад, якщо тиск p_{n1} у кишні гідростатичної опори підвищується, то тиск p_1 у командній камері збільшиться, відповідно витрата q_1 зменшиться, а регулюючий орган зміститься вправо. У свою чергу, це є командою для переміщення (один за іншим)

наступних робочих органів, це відбудеться внаслідок послідовного зменшення прохідних отворів вихідних дроселів (регульованих щілин) у кожному модулі. У новому рівноважному положенні регулюючих органів витрати у проходах регулятора зрівнюються.

У більш навантаженому вихідному каналі тиск p_1 у командній камері дорівнює тиску p_{n1} , тому тиск p_1 поширюється на всю ефективну площу мембрани. У менш навантажених вихідних каналах має місце дроселювання потоків у регульованих щілинах і, внаслідок втрат тиску, повний тиск в інших командних камерах зростає.

Витрата рідини в навантаженій гілці знаходимо за формулою:

$$Q_2 = \mu \cdot f_{dp} \sqrt{\frac{2g}{\rho} \cdot (p_n - p_k)}, \quad (9)$$

де f_{dp} – площа прохідного перерізу дроселя (діафрагма); p_n – тиск на вході дільника (при витраті $Q_2 = 1,5 \text{ л/хв}$).

Тоді приріст зазору в підшипнику визначиться за такою формулою:

$$h = \delta_0 - \delta = \delta_0 - \sqrt[3]{\frac{Q_2 \cdot k_f F \mu_0 \left[\frac{1}{(1-\varepsilon)^3} - \frac{1}{(1+\varepsilon)^3} \right]}{P \cdot k_g}}. \quad (10)$$

На підставі вирішення рівнянь (7, 9) побудовано залежність зміщення валу під навантаженням (рис. 2), що визначає жорсткість модернізованої системи живлення гідровузла двигуна внутрішнього згоряння автомобіля.

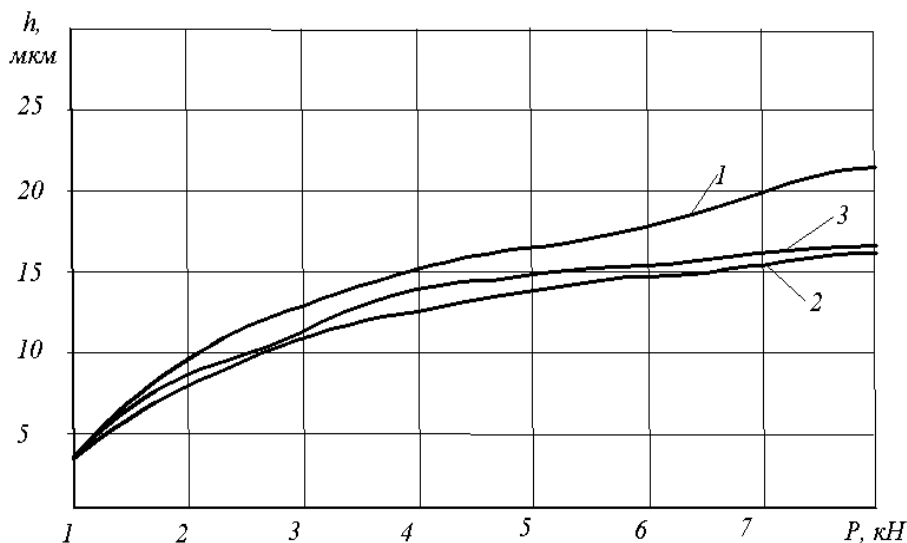


Рис. 2. Зміщення валу під навантаженням при різних системах живлення:

1 – дросельний двопотоковий регулятор мембранного типу; 2 – багатопотоковий регулятор мембранного типу в більш навантаженій гілці; 3 – теж в менш навантаженій гілці

З графіка можемо бачити, що найменше зміщення валу з вихідного положення при збільшенні навантажень в діапазоні до 7 кН має багатопотоковий подільник мембранного типу в більш навантаженій гілці (крива 3). І різниця в системі порівняно з дросельним двопотоковим регулятором при $P = 7 \text{ кН}$ досягає близько 10 мкм . Хоча в діапазоні найбільших навантажень $P = 1 - 3 \text{ кН}$ ця різниця стає вдвічі меншою.

Висновки.

При проектуванні модернізованої системи живлення гідростатичних опор гідровузла доцільно використовувати систему живлення з одним гідронасосом (рис.2 а, б), що дозволяє скоротити енерговитрати та втрати потужності двигуном.

У порівнянні з дросельною системою, система живлення з багатопотоковим регулятором-подільником мембранного типу має мінімальне зміщення вала в опорі, мінімальні витоки робочої рідини, а сам подільник потоку підвищує надійність роботи системи живлення. Тому дана схема з багатопотоковим мембранним регулятором-подільником потоку може бути рекомендована до використання в модернізованій системі живлення гідроопор двигуна внутрішнього згоряння автомобільного транспорту.

Список використаних джерел.

1. Федориненко Д.Ю., Сапон С.П. Шпindelельні гідростатичні підшипники: монографія. Чернігів: ЧНТУ, 2016. 403 с. <http://ir.stu.cn.ua/handle/123456789/29534>
2. Доценко В.М., Ковеза Ю.В., Усик В.В. Аналіз роботи опорних підшипників турбомашин на екологічно чистих рідинах. *Авіаційно-космічна техніка і технологія*, 2022. № 3 (179). С. 37–42. <https://doi.org/10.32620/aktt.2022.3.04>
3. Глушкова Д.Б., Рижков Ю.В., Байдала В.Ю. Наукові та технологічні основи підвищення трибологічних характеристик деталей мехатронних систем: монографія. Дніпро: Журфонд, 2022. 126 с.
4. Струтинський В.Б. Федориненко Д.Ю. Вібраційні характеристики гідростатичних опор шпинделя із деформованими елементами. *Вібрації в техніці та технологіях*, 2009. № 2 (54). С. 83–90.
5. Гордєєв О.Ф., Захаров П.О. Напрямки та перспективи розвитку конструкцій шпindelельних опор верстатів для високошвидкісної та високопродуктивної обробки. *Наукові нотатки*, 2007. Вип. 20. Т. 1. С.96–101.
6. Сапон С. П., Космач О. П., Федориненко Д. Ю., Цеков Б. В., Безручко В. М. Адаптивна система живлення гідравлічних підшипників високошвидкісного шпindelельного вузла. *Прогресивна техніка, технологія та інженерна освіта : матеріали XIX Міжнародної науково-технічної конференції (м. Київ, 19–22 червня 2018 р.)*: Київ, 2018. Т. 2. С. 176–178.
7. Ковальов В.Д., Клименко Г.П., Васильченко Я.В., Шаповалов М.В., Коваленко А.В. Система адаптивного керування у кишенях гідростатичних опор шпindelельного вузла і зусилля натягу привода позиціонування шпindelеля важкого токарного верстата. *Вісник НТУ»ХПІ»*, 2022. 2 (6). С.56–63. [https://doi.org/10.20998/2079-004X.2022.2\(6\).08](https://doi.org/10.20998/2079-004X.2022.2(6).08)
8. Іванов М.І., Переяславський. О.М., Ковальова І.М., Івацко М.В. Заходи по удосконаленню конструкції насосного обладнання гідроприводів самохідних машин. *Перспективи розвитку двигунів внутрішнього згорання працюючих на різних видах палива: /Матеріали II регіональної науково-технічної конференції (м. Вінниця, ВНАУ, 24-25 лютого 2016 р.)*: Вінниця: Видавництво ВНАУ, 2016. С.16–17.
9. Струтинський С.В. Наукові основи розробки регульованих сферичних опор рідинного тертя для просторових механізмів. *Вісник НТУ»ХПІ»: Серія Машинобудування*, 2011. №58. С. 273–281.
10. Гідростатичний підшипник та його принцип роботи. Режим доступу: <https://uzp.ua/gidrostatychnyj-pidshyynyk-ta-jogo-pryntsyp-roboty/>.
11. Гідропідшипники. Режим доступу: <https://ua.gtbbearing.com/hydro-bearings/>.
12. Орел В.І., Завойко Б.В., Гаврилів М.Є. Регулювання дільника потоку рідини. Вода в харчовій промисловості: Збірник матеріалів IV Всеукраїнської науково-практичної конференції. Одеса: ОНАХТ, 2013. С.138–139.
13. Сахно Ю.О., Сахно Є.Ю., Шевченко Я.В. Аналіз роботи багатопоточного подільника потоку дросельного типу для визначення якості та надійності його експлуатації. *Чернігівський науковий часопис: Серія 2. Техніка і природа*, 2011. Вип. 2. С.140–148.
14. Назін В.І. Вплив демпфування пружної установки кілець на диску на динамічні характеристики гідродинамічного підшипника здвоєного типу. *Авіаційно-космічна техніка і технологія*, 2015. №5 (122). С. 11–15.

15. Тіхенко В.М., Тіхенко В.Н. Методи досліджень шпindelних гiдростатичних опор. Сучасні інформаційні технології та телекомунікаційні мережі: Тези доповідей 53 наукової конференції молодих дослідників ОНПУ, Одеса: ОНПУ, 2018. Вип. 53. С. 18–21.

16. Сахно Є.Ю., Пономаренко С.І., Корнієць К.Є. Проектування нової автоматичної системи живлення гiдростатичних опор. *Технічні науки та технології*, 2017. №2(8). С.49–56. [https://doi.org/10.25140/2411-5363-2017-2\(8\)-49-56](https://doi.org/10.25140/2411-5363-2017-2(8)-49-56)

Стаття надійшла до редакції 20.05.2025

Стаття прийнята 28.05.2025

Статтю опубліковано 20.06.2025



CHOICE AND JUSTIFICATION OF THE POWER SUPPLY SYSTEM OF HYDROSTATIC RESISTORS

E. Sakhno¹, S. Kovalenko¹

¹ *Chernihiv Polytechnic National University*

Summary

In connection with the improvement of modern machines and technological complexes, the task of increasing both the static and dynamic stiffness of the latter arises. One of the effective directions for solving this problem is the design of hydrostatic supports with automatic adjustment of stiffness and their bearing capacity without changing the geometric parameters of the bearing, because the design features of the machine nodes must meet the established standards. In this regard, the task of increasing the operational parameters of the supports due to the improvement of the power supply system and structural elements of the hydrostatic unit using a new design of the stiffness regulator arises.

The purpose of this work is the analysis and substantiation of the existing power supply systems of hydrostatic supports and the selection of the most rational system for the modernization of the hydraulic system of the support bearings of the hydraulic unit, which prevents its wear and increases the service life of the technological equipment.

The results of the calculation of the hydraulic power system with the supply of the working fluid to the support through throttle regulators of the membrane type are shown. Studies have shown that the variant of the supply system with a multi-flow regulator of the membrane type in the more and less loaded line has less shaft displacement than the supply system with a throttle two-flow regulator, which provides greater rigidity and expands the range of permissible loads on the shaft.

Key words: hydrostatic bearing, power supply system, shaft displacement, flow regulator.

DOI <https://doi.org/10.32782/1994-4691-2025-1-75-4>

УДК 621.65

EU REGULATORY APPROACHES TO THE ASSESSMENT OF ENERGY EFFICIENCY OF PUMPS AND THEIR APPLICABILITY TO TORQUE-FLOW CONSTRUCTIONS

КІЛЬКІСНИЙ АНАЛІЗ НОРМАТИВНИХ ПІДХОДІВ ЄС ДО ОЦІНЮВАННЯ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ НАСОСІВ ТА ЇХ ЗАСТОСОВНІСТЬ ДО ВІЛЬНОВИХРОВИХ КОНСТРУКЦІЙ

V. Kondus^{1*}, Ph.D., Associate Professor

ORCID: 0000-0003-3116-7455

O. Gusak¹, Ph.D., Associate Professor

ORCID: 0000-0002-4737-3838

¹ Sumy State University,*e-mail: v.kondus@sci.sumdu.edu.ua

Abstract. This paper investigates the applicability of the current European minimum energy efficiency criterion, the Minimum Efficiency Index (MEI), to torque-flow pumps, taking into account the physical limitations of their operating process. The research methodology is based on a regulatory and analytical assessment of ecodesign requirements for water pumps combined with analytical prediction of the achievable efficiency of torque-flow pumps. Using a formalized relationship for determining the minimum required hydraulic efficiency at the best efficiency point (BEP), the normative efficiency values were calculated for characteristic ranges of specific speed and flow rate. It is shown that even the minimum level of $MEI = 0.4$ imposes efficiency requirements in the range of 54–75%, while the predicted efficiency of torque-flow pumps is approximately 47–52%. A regulatory energy efficiency deficit of 3–28 percentage points is quantitatively established. The obtained results are consistent with analytical estimates of the physically achievable efficiency limit of the vortex working process, which does not exceed 66.6%. The study concludes that the existing energy efficiency assessment criteria require adaptation for pumps with vortex-dominated operating processes.

Keywords: torque-flow pump, energy efficiency, Minimum Efficiency Index (MEI), ecodesign, efficiency.

Problem Statement.

Improving the energy efficiency of pumping equipment is one of the key priorities of the current industrial policy of the European Union and is implemented through a system of ecodesign requirements and technical regulation. For dynamic water pumps, the primary quantitative energy efficiency criterion used in EU regulatory practice is the Minimum Efficiency Index (MEI) [1], which serves to establish the limiting values of permissible hydraulic efficiency of products.

At the same time, the existing regulatory framework, in particular Commission Regulation (EU) No 547/2012 [2] and the associated harmonized standards, has been developed with regard to the design and hydrodynamic characteristics of conventional dynamic pumps operating within a relatively narrow range of specific speed and characterized by high maximum efficiency. Torque-flow pumps (Fig. 1), which are widely used for pumping contaminated, abrasive, and gas-laden fluids [3], are characterized by a fundamentally different operating process, a significant contribution of recirculation zones [4], and increased hydraulic losses. These features substantially complicate the direct application of MEI-based criteria to this pump type.

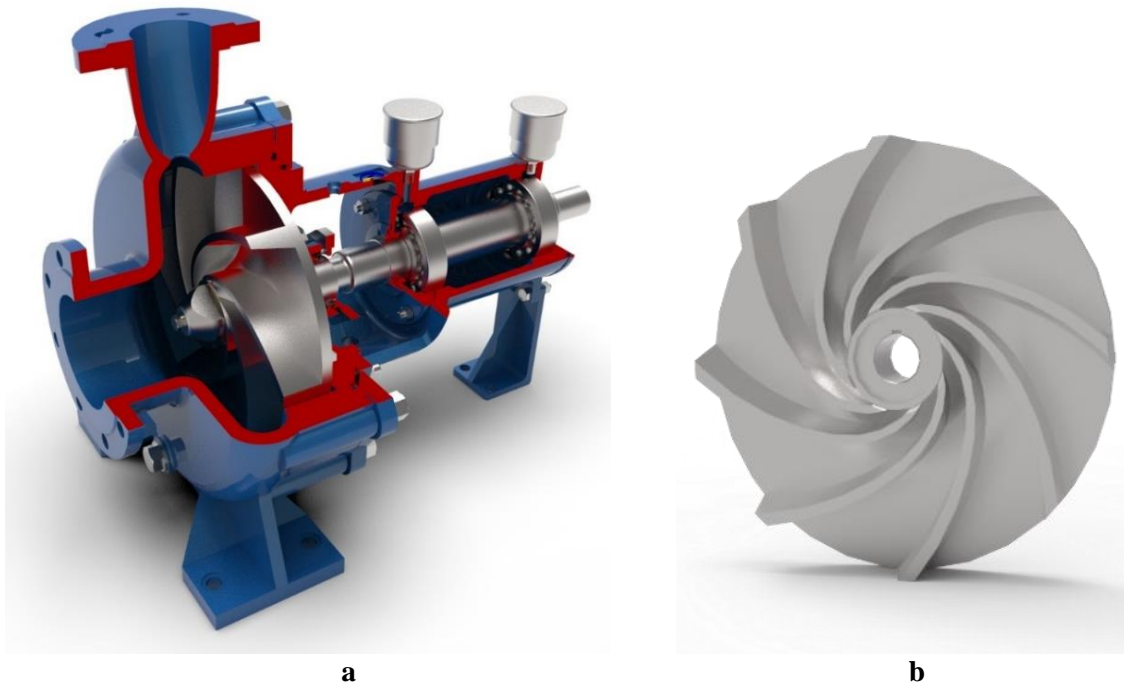


Fig. 1. Structural design: (a) torque-flow pump; (b) semi-open impeller of a torque-flow pump

In engineering practice, this leads to a regulatory inconsistency in which the energy efficiency of torque-flow pumps is assessed using criteria that are not adapted to their physical operating principles and real operating conditions. Such an approach complicates the justification of the energy feasibility of torque-flow pump applications [5] and creates barriers to their integration into the modern ecodesign regulatory framework.

In this context, the analysis of the applicability of current European regulatory energy efficiency criteria to torque-flow pumps and the identification of possible directions for their improvement, taking into account the specific features of the hydrodynamic process, constitute a relevant and timely research problem.

Analysis of Recent Research.

The issue of improving the energy efficiency of pumping equipment has been actively addressed over the past decade in scientific and regulatory–methodological studies [6,7], focusing on the development of unified assessment criteria and the harmonization of technical requirements. A key development in this field has been the implementation of the ecodesign framework in the European Union, within which the Minimum Efficiency Index (MEI) for dynamic water pumps was introduced and formalized in Commission Regulation (EU) No 547/2012 and the associated harmonized standards.

Scientific publications and reports of industry associations indicate that the application of the MEI criterion has significantly increased the average hydraulic efficiency of serial pumps of conventional designs and has stimulated manufacturers to optimize the geometry of the flow passages and impellers [8]. At the same time, it is noted that the methodology for determining MEI is based on assumptions typical of pumps with relatively high efficiency and a clearly defined best efficiency point (BEP) [9].

A number of studies devoted to a system-based approach to energy efficiency assessment emphasize the limitations of using nameplate efficiency values for pumps operating over a wide range of conditions or under non-standard hydraulic regimes [10–11]. In this context, the Extended Product Approach has been proposed, which involves evaluating the efficiency of a pump unit as part of a system including the electric drive and control devices.

At the same time, an analysis of available publications shows that the majority of studies are focused on pumps of traditional dynamic designs, while specialized pump types, in

particular torque-flow pumps, remain largely outside the scope of regulatory and methodological developments [12]. The specific features of their operating process, associated with the formation of recirculation zones and a free vortex, lead to a significant reduction in hydraulic efficiency when assessed using classical criteria [13], which complicates the correct application of the MEI index.

Thus, the analysis of recent research demonstrates that, despite significant progress in the regulatory framework for the energy efficiency of pumping equipment, the issue of adapting existing European assessment criteria to torque-flow pumps remains insufficiently addressed and requires further scientific investigation.

Research Methodology.

The purpose of this study is to analyze the applicability of the existing European regulatory energy efficiency criteria to torque-flow pumps and to identify the limitations of their use taking into account the specific features of the operating process. To achieve this purpose, the following research tasks were addressed:

1. To analyze the current European regulatory approaches to the energy efficiency assessment of dynamic pumps, in particular the Minimum Efficiency Index (MEI), and to identify the hydrodynamic assumptions underlying these approaches.

2. To perform a regulatory and calculation-based assessment of the minimum required efficiency of torque-flow pumps at the best efficiency point (BEP) according to the MEI criterion for characteristic values of specific speed and flow rate.

3. To evaluate the physically achievable level of energy efficiency of torque-flow pumps based on analytical efficiency relationships and to determine the limits of maximum development of the vortex working process.

4. To compare the minimum required and predicted efficiency values of torque-flow pumps within a representative parameter range and to quantitatively determine the energy efficiency deficit.

5. To analyze the influence of specific speed and flow rate on the magnitude of the regulatory efficiency deficit and to identify parameter regions in which compliance with the MEI requirements is fundamentally limited.

6. To substantiate the need for adapting regulatory energy efficiency assessment criteria for pumps with vortex-dominated operating processes, taking into account their physical and operational characteristics.

7. To define directions for further research related to the development of adapted approaches to the energy efficiency assessment of torque-flow pumps and their verification using experimental and numerical methods.

To achieve the stated objectives, a regulatory and analytical approach was applied, combining the analysis of European Union regulatory documents with an engineering interpretation of the hydrodynamic characteristics of pumping equipment.

The research methodology is aimed at a quantitative verification of the applicability of the current European minimum energy efficiency criterion, the Minimum Efficiency Index (MEI), to torque-flow pumps, taking into account the physical limitations of their operating process. Unlike conventional centrifugal pumps, for which the hydrodynamic energy transfer mechanism theoretically allows achieving efficiency values close to 100%, torque-flow pumps are characterized by a fundamentally different energy conversion mechanism, which results in the existence of a limiting theoretically achievable efficiency level. Accordingly, the methodology is based on a combination of regulatory and calculation-based analysis of ecodesign requirements for water pumps and analytical prediction of the achievable efficiency of torque-flow pumps.

In the first stage, the provisions of Commission Regulation (EU) No 547/2012 and the corresponding Technical Regulation of Ukraine were applied, according to which the minimum permissible hydraulic efficiency of pumps is determined using the MEI. For

dynamic pumps, the minimum required efficiency at the best efficiency point (BEP) is defined by the analytical relationship:

$$(\eta_{BEP})_{\min.regu} = 88.59x + 13.46y - 11.48x^2 - 0.85y^2 - 0.38x \cdot y - C_{PumpType.rpm} \quad (1)$$

where $x = \ln(n_s)$ is the natural logarithm of the specific speed, $y = \ln(Q)$ is the natural logarithm of the pump flow rate, m^3/h , $C_{PumpType.rpm}$ is a regulatory constant depending on the pump type, rotational speed, and MEI level.

The minimum permissible hydraulic efficiency values at characteristic part-load and overload operating points are determined by the following relationships:

$$(\eta_{PL})_{\min.regu} = 0.947 \cdot (\eta_{BEP})_{\min.regu} ; \quad (2)$$

$$(\eta_{OL})_{\min.regu} = 0.947 \cdot (\eta_{BEP})_{\min.regu} . \quad (3)$$

Since the current regulatory documents do not define a separate category for torque-flow pumps, the tabulated value $C=130.27$, corresponding to ESOB-type pumps operating at a rotational speed of 2900 rpm with $MEI = 0.4$, was used as a reference regulatory constraint for comparative analysis.

In the second stage of the methodology, the results of analytical prediction of the efficiency of torque-flow pumps were employed. According to analytical models, the maximum theoretically achievable efficiency of the vortex working process is $\eta_{OP,max} = 0,666$ at $n_s \approx 100$.

For real torque-flow pumps, the overall predicted efficiency $\eta_{TFP}(n_s)$ [14] is defined as a function of specific speed and exhibits a maximum within the range $70 \leq n_s \leq 140$, which corresponds to the optimal development of the vortex mechanism [15].

A comparison of the minimum required efficiency values calculated using the MEI-based formulation with the predicted values of $\eta_{TFP}(n_s)$ enables a quantitative assessment of the regulatory efficiency deficit and allows the applicability limits of the MEI criterion for torque-flow pumps to be established.

Research Results.

The conducted analysis showed that the methodology for determining the Minimum Efficiency Index (MEI), established in the current regulatory documents of the European Union, has been developed with regard to the hydrodynamic characteristics of pumps of traditional dynamic designs. It is based on the assumption of a clearly defined best efficiency point (BEP) and a relatively uniform distribution of losses over the operating range. For torque-flow pumps, these assumptions are only partially satisfied.

It was established that a characteristic feature of torque-flow pumps is a significant share of energy expended on the formation and maintenance of the free vortex zone and recirculation flows. This leads to a shift of the maximum hydraulic efficiency and to flatter head–flow characteristics compared to classical centrifugal pumps. As a result, the efficiency value at the BEP does not adequately reflect the actual energy efficiency of a torque-flow pump over a wide range of operating conditions.

Table 1 presents the results of calculating the minimum required efficiency at the BEP according to the MEI criterion for characteristic values of specific speed and flow rate.

The obtained values demonstrate that even the minimum regulatory level $MEI = 0.4$ imposes energy efficiency requirements on torque-flow pumps in the range $(\eta_{BEP})_{\min,requ} = 54\text{--}75\%$, depending on the flow rate and specific speed.

Based on the analytical prediction of the efficiency of torque-flow pumps, characteristic efficiency values $\eta_{TFP}(n_s)$ in the optimal operating region were obtained (see Table 2).

Taking into account the data presented in Tables 1 and 2, it is demonstrated that even within the range of maximum achievable efficiency of the torque-flow pump operating

process, the predicted efficiency values are significantly lower than the minimum required values obtained according to the MEI criterion.

Table 1. Minimum required efficiency $(\eta_{\text{BEP}})_{\text{min,requ}}$ of pumps at the BEP for MEI = 0.4

Pump specific speed, n_s	Pump Flow rate, Q , m ³ /h	Minimum required efficiency $(\eta_{\text{BEP}})_{\text{min,requ}}$, %
70	20	66.75
70	50	72.23
70	100	75.42
100	20	61.69
100	50	67.04
100	100	70.14
140	20	54.24
140	50	59.47
140	100	62.48

Table 2. Predicted efficiency of torque-flow pumps $\eta_{\text{TFP}}(n_s)$ in the specific speed range n_s from 70 to 140

Pump specific speed, n_s	Predicted efficiency $\eta_{\text{TFP}}(n_s)$
70	47.37
100	52.40
140	50.84

A comparison of the minimum required efficiency of pumps at the BEP, $(\eta_{\text{BEP}})_{\text{min,requ}}$ for MEI = 0.4 with the predicted efficiency values of torque-flow pumps $\eta_{\text{TFP}}(n_s)$ in the specific speed range n_s from 70 to 140 made it possible to determine the energy efficiency deficit $\Delta\eta$ (see Table 3).

The performed calculation-based analysis using the formulation for the minimum required efficiency at the best efficiency point, established within the MEI criterion, showed that even the minimum regulatory level MEI = 0.4 imposes requirements that are stringent for torque-flow pump designs. Within the specific speed range $n_s = 70 \dots 140$, corresponding to the optimal operating zone of torque-flow pumps, the calculated values of $(\eta_{\text{BEP}})_{\text{min,requ}}$ for characteristic flow rates $Q = 20 \dots 100$ m³/h fall within the range of 54–75%, whereas the predicted efficiency values of torque-flow pumps in the same parameter range amount to approximately 47–52%. Thus, a regulatory energy efficiency deficit of 3–28 percentage points is quantitatively established; moreover, even at $n_s \approx 100$ this deficit exceeds 10–15 percentage points for most operating flow rates.

Table 3. Energy efficiency deficit of torque-flow pumps for MEI = 0.4

Pump specific speed, n_s	Pump Flow rate, Q , m ³ /h	Energy efficiency deficit, $\Delta\eta$, %
70	20	19.38
70	50	24.86
70	100	28.05
100	20	9.29
100	50	14.64
100	100	17.74
140	20	3.40
140	50	8.63
140	100	11.64

The obtained results are consistent with analytical estimates of the physically achievable energy efficiency limit of torque-flow pumps. According to predictive relationships, the maximum theoretically possible efficiency of the vortex working process is limited to $\eta_{OP,max} \approx 66.6\%$ and can only be realized within a narrow range of specific speed. In contrast to centrifugal pumps, for which the efficiency can theoretically approach 100% in a limiting case, torque-flow pumps are subject to a fundamental physical limitation caused by the dominance of the vortex-based energy transfer mechanism. This limitation makes compliance with the MEI requirements impossible without accounting for this specific feature of the operating process.

In this context, the application of the MEI criterion to torque-flow pumps without considering the above-mentioned physical constraints leads to a systematic overestimation of regulatory energy efficiency requirements. Even the minimum level $MEI = 0.4$ can be achieved only for certain parameter combinations and typically requires a compromise with the functional properties of the pumps, in particular their ability to operate stably when handling contaminated and abrasive fluids.

Accordingly, the obtained results indicate the necessity of adapting the regulatory approach to the energy efficiency assessment of torque-flow pumps. Promising directions include the introduction of correction factors into the existing MEI methodology, the establishment of a separate category of pumps with vortex-dominated operating processes, or the application of a system-based assessment approach oriented toward real operating conditions rather than solely toward the best efficiency point.

It is further shown that the application of the MEI criterion to torque-flow pumps without accounting for the specifics of their operating process may lead to an underestimated assessment of their energy feasibility, especially in cases where such pumps are used for pumping fluids with a high content of solid particles or gas inclusions. Under these conditions, the operational efficiency of the pumping unit is determined not by the maximum efficiency value but by the stability of performance characteristics and the ability to operate without clogging or emergency regimes.

The analysis also demonstrated that the current regulatory approaches do not account for the influence of design parameters specific to torque-flow pumps, such as the geometry of the free vortex chamber, the toroidal vortex structure, and the relative clearance between the impeller and the casing, on the overall energy balance. This limits the applicability of the MEI index as an optimization tool for such pumps at the design stage.

The obtained results confirm the expediency of extending the existing energy efficiency assessment methodology through the introduction of correction factors or parametric relationships adapted to torque-flow pumps. Another promising direction is the application of a system-based approach, in which energy efficiency is evaluated for the pumping unit as part of a real hydraulic system, taking into account load regimes and operating conditions.

Conclusions.

The conducted analysis showed that the existing European regulatory approaches to the assessment of pump energy efficiency, based on the use of the Minimum Efficiency Index (MEI), have been developed with regard to the hydrodynamic characteristics of centrifugal pumps and do not account for the physical limitations of the operating process of torque-flow pumps.

Based on the regulatory and calculation-based analysis, it was established that even the minimum level $MEI = 0.4$ imposes requirements on the hydraulic efficiency at the best efficiency point (BEP) in the range of 54–75% for specific speed values $n_s = 70 \dots 140$ and flow rates $Q = 20 \dots 100 \text{ m}^3/\text{h}$, which correspond to the optimal operating range of torque-flow pumps.

According to the results of analytical prediction, the efficiency of torque-flow pumps within the specified specific speed range amounts to approximately 47–52%, while the

maximum theoretically achievable efficiency of the vortex working process is limited to $\eta_{OP,max} \approx 66.6\%$. This fundamentally distinguishes torque-flow pumps from centrifugal pumps.

It was quantitatively demonstrated that the deficit between the regulatory minimum required and the physically achievable energy efficiency levels of torque-flow pumps ranges from 3 to 28 percentage points, depending on the combination of n_s and Q . This excludes the possibility of eliminating the deficit solely through design optimization without compromising the functional properties of the pumps.

The obtained results indicate the necessity of adapting regulatory energy efficiency assessment criteria for pumps with vortex-dominated operating processes. In particular, this may involve the introduction of correction factors into the MEI methodology, the establishment of a separate pump category, or the application of a system-based approach oriented toward real operating conditions of pumping units.

Further research should be directed toward the development of adapted energy efficiency assessment criteria for torque-flow pumps, taking into account their operation as part of pumping systems, as well as toward experimental and CFD-based verification of the obtained analytical results.

References.

1. EU Directive No. 2009/125 on Ecodesign: of 21.10.2009, No. 2009/125: <https://eur-lex.europa.eu/eli/dir/2009/125/oj/eng>
2. European Commission Regulation No. 547/2012 implementing Directive 2009/125/EC of the European Parliament and of the Council with regard to ecodesign requirements for water pumps: <https://eur-lex.europa.eu/eli/reg/2012/547/oj/eng>
3. Gusak, O., Krishtop, I., German, V., Baga, V. Increase of economy of torque flow pump with high specific speed. IOP Conference Series: *Materials Science and Engineering*. 2019. 233. 012004. <https://doi.org/10.1088/1757-899X/233/1/012004>
4. Krishtop, I. Creating the flowing part of the high energy-efficiency torque flow pump. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 2015. 2 (74). 31–37. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2015.39934>
5. Kotenko, A., Herman, V., Kotenko, A. Rationalization of Ukrainian industrial enterprises in a context of using torque flow pumps on the basis of valuation of the life cycle of pumping equipment. *Nauka i Studia*, 2014. 16 (126), 83–91. http://essuir.sumdu.edu.ua/bitstream/123456789/38769/3/kotenko_poland1.PDF
6. Panchenko, V., German, V., Ivchenko, O., Rysnaya, O. Combined operating process of torque flow pump. *Journal of Physics: Conference series*, 2021. 1741. 012011. <https://doi.org/10.1088/1742-6596/1741/1/012022>
7. Gerlach, A., Thamsen, P. & Lykholt-Ustrup, F. Experimental Investigation on the Performance of a Vortex Pump using Winglets. ISROMAC 2016: *International Symposium on Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery*, 2016. http://isromac-isimet.univ-lille1.fr/upload_dir/finalpaper/181.finalpaper.pdf
8. Implementing the cost-optimal methodology in EU countries. *Lessons learned from three case studies*, 2015. https://bpie.eu/wp-content/uploads/2015/10/Implementing_Cost_Optimality.pdf
9. Stoffel, B. The Concept of the Minimum Efficiency Index (MEI) for Pumps. *Assessing the Energy Efficiency of Pumps and Pump Units*, 2015. <https://doi.org/10.1016/B978-0-08-100597-2.00007-0>
10. Ecodesign for Energy-Related Products. <https://eur-lex.europa.eu/EN/legal-content/summary/ecodesign-for-energy-related-products.html>
11. Gao, X., Shi, W., Zhang, D., Zhang, Q., Fang, B. Optimization design and test of vortex pump based on CFD orthogonal test. *Nongye Jixie Xuebao/Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery*. 2014. 45 (5). 101–106. <http://dx.doi.org/10.6041/j.issn.1000-1298.2014.05.016>
12. EN 16480:2021. Pumps – Rotodynamic pumps – Minimum required efficiency of water pumps and determination of Minimum Efficiency Index (MEI). Effective from 30.04.2022.

<https://standards.iteh.ai/catalog/standards/cen/8b99c86f-9e4c-488b-b83c-1cd77998941d/en-16480-2021?srsId=AfmBOor4nn9lk81ei9eNdD8-z6Zp4PNgEL46iFXoMhWfMzmIfP4o-WUz>

13. Kondus V., Ciszak O., Zhukov A., Mushtai M., Polkovnychenko V., Krugliak A. Development of a self-cleaning mechanism for torque-flow pumps. *Journal of Engineering Sciences*, 2024. 11(2). F17–F26. [https://doi.org/10.21272/jes.2024.11\(2\).f3](https://doi.org/10.21272/jes.2024.11(2).f3)

14. Kondus, V., Pavlenko, I., Ochowiak, M., Krupińska, A., Matuszak, M., Włodarczak, S. Interpolation-Based Evaluation and Prediction of Vortex Efficiency in Torque-Flow Pumps. *Applied Sciences*. 2025. 15 (23). 12395. <https://doi.org/10.3390/app152312395>

15. Machalski, A., Skrypacz, J., Szulc, P., Blonski, D. Experimental and numerical research on influence of winglets arrangement on vortex pump performance. *Journal of Physics: Conference Series*, 2021. 1741. 12019. <http://dx.doi.org/10.1088/1742-6596/1741/1/012019>

Стаття надійшла до редакції 20.05.2025

Стаття прийнята 27.05.2025

Статтю опубліковано 20.06.2025



КІЛЬКІСНИЙ АНАЛІЗ НОРМАТИВНИХ ПІДХОДІВ ЄС ДО ОЦІНЮВАННЯ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ НАСОСІВ ТА ЇХ ЗАСТОСОВНІСТЬ ДО ВІЛЬНОВИХРОВИХ КОНСТРУКЦІЙ

В. Ю. Кондусь¹, О. Г. Гусак¹

¹ Сумський державний університет

Анотація.

У роботі досліджено застосовність чинного європейського критерію мінімального індексу енергоефективності (Minimum Efficiency Index, MEI) до насосів вільновихрового типу з урахуванням фізичних обмежень їх робочого процесу. Методологія дослідження базується на нормативно-розрахунковому аналізі вимог екодизайну водяних насосів та аналітичному прогнозуванні досяжного коефіцієнта корисної дії вільновихрових насосів. На основі формалізованої залежності для визначення мінімально необхідної гідравлічної ефективності у точці найбільшої ефективності виконано розрахунок нормативних значень ККД для характерних діапазонів питомої швидкохідності та подачі. Показано, що навіть мінімальний рівень MEI = 0,4 формує вимоги до ефективності в межах 54–75 %, тоді як прогнозований ККД вільновихрових насосів становить приблизно 47–52 %. Кількісно встановлено нормативний дефіцит енергоефективності на рівні 3–28 відсоткових пунктів. Отримані результати узгоджуються з аналітичними оцінками фізично досяжної межі ефективності вихрового робочого процесу, що не перевищує 66,6 %. Зроблено висновок про необхідність адаптації критеріїв оцінювання енергоефективності для насосів з вихровим домінуванням робочого процесу.

Ключові слова: вільновихровий насос, енергоефективність, мінімальний індекс ефективності (MEI), екодизайн, коефіцієнт корисної дії.

СИСТЕМИ ПРИВОДІВ. ЕЛЕМЕНТИ І СИСТЕМИ ГІДРОПНЕВМОАВТОМАТИКИ

DOI <https://doi.org/10.32782/1994-4691-2025-1-75-5>

УДК 621

ПРОЄКТУВАННЯ ГІДРОПРИВОДУ ПІДЗЕМНОГО МОДУЛЯ ДЛЯ ЗБИРАННЯ ТА ЗБЕРІГАННЯ ТВЕРДИХ ПОБУТОВИХ ВІДХОДІВ

DESIGN OF THE HYDRAULIC DRIVE FOR AN UNDERGROUND SOLID HOUSEHOLD WASTE COLLECTION AND STORAGE MODULE

Л. Г. Козлов¹, д-р техн. наук, професор

О. В. Піонткевич^{1*}, канд. техн. наук, доцент

Є. О. Костенко², директор

В. В. Мазурін², радник директора

ORCID: 0000-0001-9652-1270

ORCID: 0000-0002-3460-8060

ORCID: 0009-0007-5669-6464

ORCID: 0009-0006-7858-9275

¹ Вінницький національний технічний університет,

² ТОВ «ТД КОНТАКТ»,

*e-mail: piontkevych@vntu.edu.ua.

Анотація. Закрите збирання та зберігання твердих побутових відходів в громадських і комерційних зонах вирішено шляхом проєктування підземного модуля на основі гідроприводу. Розглянуто конструктивні особливості підземних модулів різних виробників. Проведено аналіз гідроприводів для синхронізації руху його гідроциліндрів. Запропоновано конструкцію підземного модуля для збирання та зберігання твердих побутових відходів на основі гідроприводу з механічним стабілізатором. Розроблено схему гідроприводу підземного модуля на основі гальмівного клапана для забезпечення постійної швидкості опускання його платформи. Проведено проєктний розрахунок для вибору основних комплектуючих гідроприводу. Проведено інженерний аналіз гідроциліндрів гідроприводу. Отримані результати будуть корисні інженерам і виробникам при проєктуванні гідроприводів підземних модулів для збирання та зберігання твердих побутових відходів.

Ключові слова: підземний модуль, гідроапаратура гідроприводу, гальмівний клапан, інженерний аналіз.

Постановка проблеми.

На сьогодні в багатьох містах України збирання та зберігання твердих побутових відходів (ТПВ) в основному обмежено наземними сміттєвими баками. Вони можуть створювати візуальний дискомфорт для оточуючих та розповсюджувати неприємний запах [1, 2]. Особливо це характерно для багатоквартирних забудов, житлових комплексів, громадських та комерційних зон, сучасних мікрорайонів та новобудов, спеціальних об'єктів (великі лікарні, аеропорти та вокзали, готельні комплекси). Саме тому залишається актуальним питання створення універсального рішення, яке дозволить забезпечити підземне збирання та зберігання ТПВ [3, 4, 5].

Аналіз останніх досліджень.

Потужними виробниками підземних модулів для збирання та зберігання ТПВ на сьогоднішній день є фірми DIASON [6] та SKLAD SERVICE [7]. Їхні підземні модулі застосовуються у міських або житлових зонах з метою підвищення санітарної безпеки,

естетичності та ефективності поводження з ТПВ. Саме тому до основних переваг варто віднести: естетичність та гігієнічність міського середовища, економія простору, зручність обслуговування, захист від погодних умов, можливість сортування сміття. Однак, все ж таки варто дослідити питання із забезпечення гідроізоляції та синхронізації гідроциліндрів для піднімання платформи підземного модуля.

Синхронізація роботи гідроциліндрів має вирішальне значення в сучасних технологіях, виробничих процесах [8]. За рахунок синхронізації забезпечується необхідна точність та координація руху виконавчих механізмів, що дозволяє досягнути високої якості продукції та оптимальної продуктивності [9].

Використання дросельного регулювання швидкості [10, 11] дозволяє забезпечити синхронізацію гідроциліндрів в гідроприводі. Принцип регулювання швидкості руху гідроциліндрів полягає у відводі частини рідини через запобіжно-переливний клапан, що забезпечує підтримання постійного тиску на виході насоса. Однак, такий спосіб є енергетично неефективним в порівнянні з іншими та має найнижчу точність синхронізації.

Під час використання регуляторів потоку точність синхронізації швидкості руху гідроциліндрів буде вищою ніж при використанні регульованих дроселів [12, 13]. Це досягається меншою чутливістю до перепадів тиску. Крім цього, регулятори потоку допомагають зменшити енергетичні втрати, так як робоча рідина подається тільки в необхідній кількості. Однак, регулятори потоку мають більшу вартість, складні в налаштуванні, можуть мати обмежену швидкість реакції на зовнішні зміни та проблеми із чутливістю до забруднення.

Подільники або суматори потоків часто використовуються для синхронізації роботи гідроциліндра [14, 15]. Основним недоліком цієї гідроапаратури вважається висока вартість виготовлення, що може бути не сумісне з малою потужністю або невеликими витратами робочої рідини.

Забезпечення синхронізації гідроциліндрів може відбуватися за рахунок механічного з'єднання [16, 17] та вважається актуальним на сьогоднішній день. За таким принципом побудовані сучасні фронтальні навантажувачі, пристрої для виробництва цегли та інші, які мають жорстку раму до якої прикріплені гідроциліндри. Під час руху гідроциліндрів нерівномірність навантаження нівелюється конструкцією рами і тиск в таких гідроциліндрах підтримується однаковий. Для механічно з'єднаних гідроциліндрів варто проводити інженерних аналіз обладнання [18, 19, 20], щоб забезпечити відповідну надійність.

Гідропривод підземного модуля працює з пасивним навантаженням, і для його гідроапаратури слід розглядати елементи, які забезпечують енергоощадність та надійність роботи. Гальмівні клапани в гідроприводі ефективно вирішують поставлені задачі [21, 22]. Клапани з незалежним керуванням потоками [23, 24] краще себе показують при енергоощадній роботі гідроприводу, однак, мають вищу вартість.

Таким чином, доцільно проектувати конструкції підземних модулів на основі гідроприводів. Процес проектування нової конструкції підземного модуля має опиратися на сучасні зразки гідроапаратури, ефективні схеми гідроприводів та інженерний аналіз. Це дозволить розрахувати та раціонально вибрати необхідне обладнання перед безпосереднім виготовленням експериментального зразка, що зменшить затрати на розробку.

Методологія дослідження.

Основна ціль статті – це розробити підземний модуль для збирання і зберігання ТПВ шляхом проектування конструкції та проведення інженерного аналізу його елементів на міцність, визначити комплектуючі елементи гідроприводу.

Запропоновану конструкція підземного модуля для збирання і зберігання ТПВ показано на рис. 1. Гідропривод повинен забезпечувати підйом платформи 1 на який

встановлюється чотири контейнери (позиції 2-5) для накопичення ТПВ. Платформа 1 з встановленими контейнерами опускається в залізобетонний бункер 6 і знаходиться там до заповнення контейнерів. Після заповнення контейнерів автоматично надсилається сигнал для прибуття спеціального смітєвоза. Платформа 1 переміщують в крайнє верхнє положення, фіксують і контейнери розвантажуються в бункер спеціального смітєвоза [25, 26]. Спорожнені контейнери встановлюються назад на нижній плиті 7 платформи 1 і гідропривод за допомогою двох гідроциліндрів забезпечує опускання платформи в крайнє нижнє положення залізобетонного бункера 6. Гідростанція та гальмівний клапан встановлюються на нижній плиті 7 платформи 1. Вони під'єднані один до одного металевими трубками, щоб підвищити надійність роботи гідроприводу та унеможливити розрив трубопроводу від перевантаження платформи. Штоки гідроциліндрів закріплюються шарнірно на кронштейні 8 залізобетонного бункера 6. Горизонтальне положення платформи при її опусканні забезпечується стабілізатором 9 (важільний механізм типу «ножиці»).

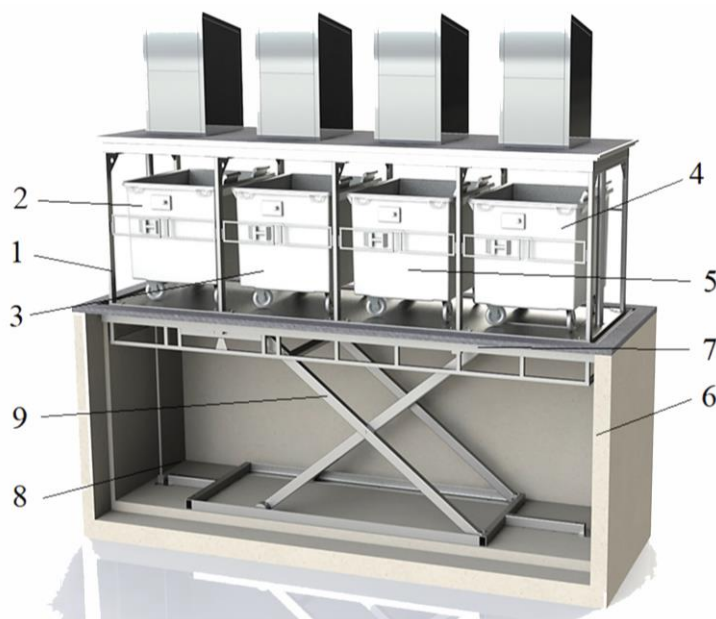


Рис. 1. Підземний модуль для збирання та зберігання ТПВ:

1 – платформа; 2, 3, 4, 5 – контейнери; 6 – залізобетонний бункер; 7 – нижня плита; 8 – кронштейн; 9 – стабілізатор

На рис. 2 представлено принципову схему гідроприводу підземного модуля. Принципова схема гідроприводу включає основні елементи: гідростанція 1, гідроциліндри 2, 3 з штоками 4, 5, відповідно, та гальмівний клапан 6.

Гідростанція 1 складається з гідронасоса 7, гідробаку 8, фільтра 9, електрогідравлічного розподільника 10, зворотного клапана 11, запобіжного клапана 12 та манометра 13.

Гальмівний клапан 6 має змішаний тип керування і складається з зворотного клапана 14, основного клапана 15 та демпфера 16. Гальмівний клапан 6 під'єднаний робочими гідролініями 17, 18, 19 до гідроциліндрів 2, 3 та електрогідравлічного розподільника 10.

Працює гідропривод підземного модуля наступним чином. Для фіксації платформи в потрібній позиції електрогідравлічний розподільник 10 знаходиться в позиції «нейтральна». Робоча рідина при цьому подається насосом 7 через зворотний клапан 11 та електрогідравлічний розподільник 10 в гідробак 8. В свою чергу робоча рідина до гідроциліндрів 2, 3 не подається.

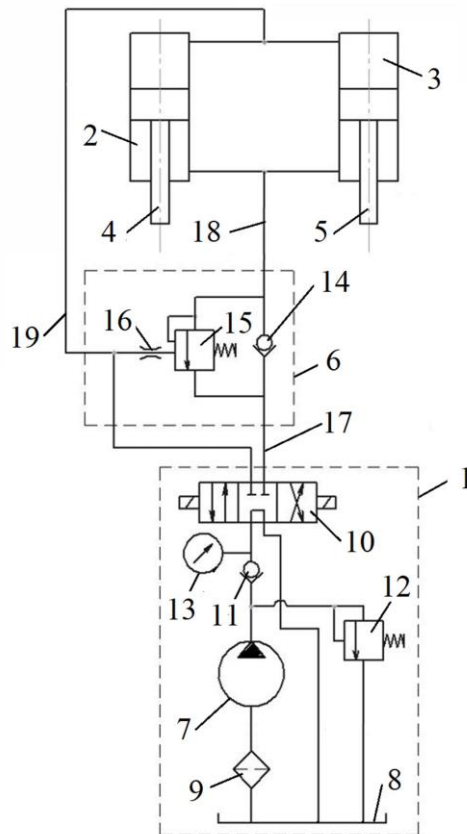


Рис. 2. Принципова схема гідроприводу підземного модуля:

1 – гідростанція; 2, 3 – гідроциліндри; 4, 5 – штоки; 6 – гальмівний клапан; 7 – насос; 8 – гідробак; 9 – фільтр; 10 – електрогідрравлічний розподільник; 11 – зворотний клапан; 12 – запобіжний клапан; 13 – манометр; 14 – зворотний клапан; 15 – основний клапан; 16 – демпфер; 17, 18, 19 – робочі гідролінії

Піднімання платформи відбувається при переміщенні електрогідрравлічного розподільника 10 в позицію «підйом». При цьому робоча рідина від насоса 7 через зворотний клапан 11, електрогідрравлічний розподільник 10, робочу гідролінію 17, зворотний клапан 14 та робочу гідролінію 18 подається в штокові камери гідроциліндрів 2 та 3. Робоча рідина зі поршневих камер гідроциліндрів 2 та 3 поступає на злив через робочу гідролінію 19 та електрогідрравлічний розподільник 10 в гідробак 8. В кінці ходу поршнів 4 та 5 гідроциліндрів 2 та 3 платформа зупиниться і робоча рідина від насоса 7 буде поступати в гідробак 8 через запобіжний клапан 12.

Опускання платформи відбувається при переключенні електрогідрравлічного розподільника 10 в позицію «опускання». При цьому робоча рідина від насоса 7 буде поступати через зворотний клапан 11, електрогідрравлічний розподільник 10 та робочу гідролінію 19 до поршневої камери гідроциліндрів 2 та 3. Обов'язковою умовою для опускання має бути наявність тиску робочої рідини в робочій гідролінії 19, який буде діяти через демпфер 16 на основний клапан 15 гальмівного клапана 6. Платформа при цьому буде рухатись з верхнього положення в крайнє нижнє. Робоча рідина з штокових камер гідроциліндрів 2, 3 буде поступати через робочу гідролінію 18, гальмівний клапан 6, робочу гідролінію 17 та електрогідрравлічний розподільник 10 в гідробак 8. Гальмівний клапан 6 забезпечує плавний рух платформи при її переміщенні з верхнього положення в нижнє. Фільтр 9 забезпечує грубу очистку робочої рідини, щоб зменшити забруднення в гідроприводі, а манометр 13 необхідний для налаштування режимів роботи.

Згідно нормативних даних та проєктних розрахунків [27, 28] підібрано основні технічні характеристики для складових гідроприводу:

- гідробак об'ємом 18 л, горизонтальний, круглий;
- електрогідралічний розподільник DN 6;
- насос шестеренний 10 см³ з номінальним тиском 10 МПа та частотою обертання 1500 об/хв;
- діаметри штоків $d = 32$ мм та поршнів $D = 63$ мм гідроциліндрів.

Таким чином, спроектовано конструкцію підземного модуля та підібрано основні гідроагрегати. Наступний етап включає інженерний аналіз елементів підземного модуля.

Найбільш навантажений елемент підземного модуля – це гідроциліндр, який піднімає всю вагу платформи з контейнерами та сміттям. Перевірено міцність елементів гідроприводу за допомогою сучасної комп'ютерної програми SOLIDWORKS на основі модуля Simulation. Це потужна CAD/CAE-система, яка має набір інструментів інженерного аналізу та використовує метод кінцевих елементів (FEA).

Результати дослідження.

Навантаження при підйомі платформи є найбільшим і розподіляється на двох гідроциліндрах рівномірно: при нормальній роботі на один гідроциліндр діє навантаження, яке не перевищує 12 кН, а при максимальному навантаженні – 25 кН. Критичне навантаження – це коли відбудеться порушення синхронізації роботи гідроциліндрів і на один гідроциліндр діятиме навантаження до 50 кН.

Досліджено величину деформації витягнутого навантаженого гідроциліндра. Загальна довжина витягнутого гідроциліндра складає 3,44 м, що суттєво може впливати на величину деформації. Результат дослідження деформації для штоків діаметром 25 мм, 32 мм та 40 мм показано на рис. 3 при максимальному навантаженні в 25 кН.

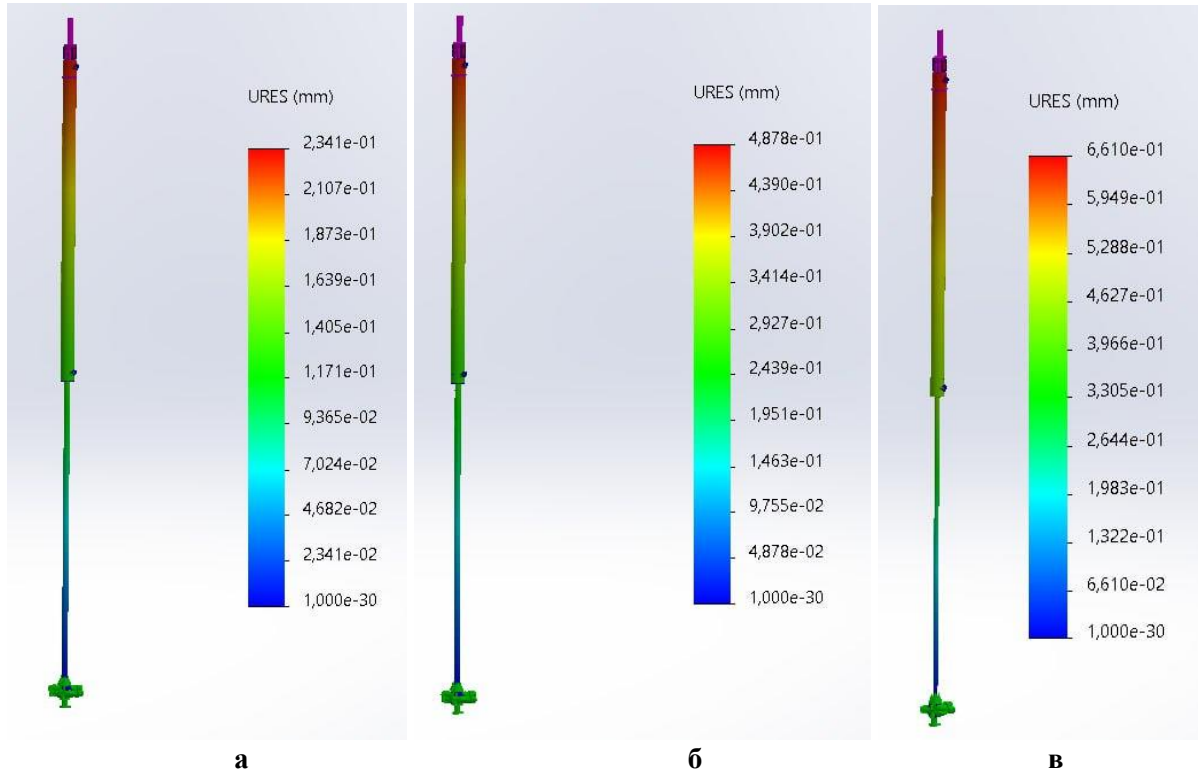


Рис. 3. Деформація гідроциліндра під навантаженням 25 кН:

а – діаметр штока 40 мм; б – діаметром штока 32 мм; в – діаметром штока 25 мм

Найбільша деформація гідроциліндра становить 1,322 мм при найменшому діаметру штока 25 мм та навантаження в 50 кН, що відповідає критичному

навантаженню на гідроциліндр. При максимальному навантаженні двох гідроциліндрів деформація не перевищує 0,661 мм з діаметром штока 25 мм, що є допустимим.

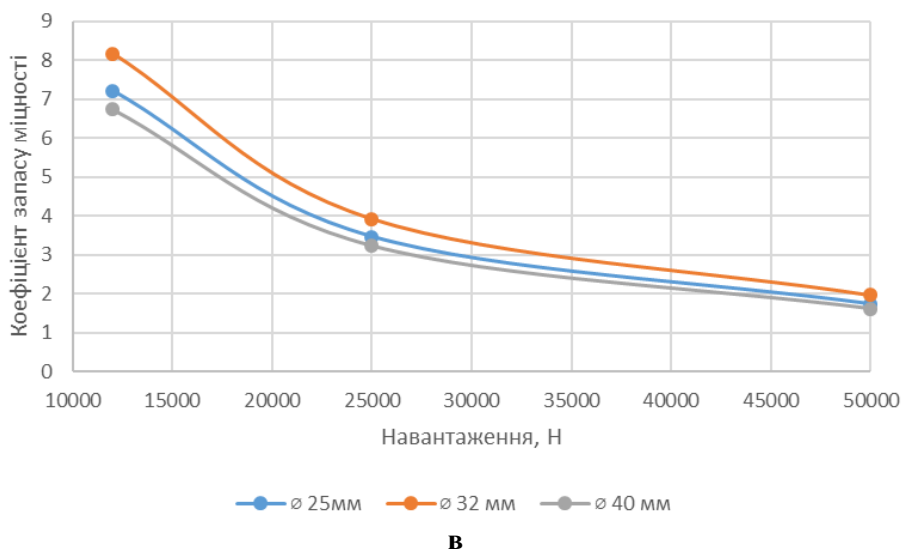
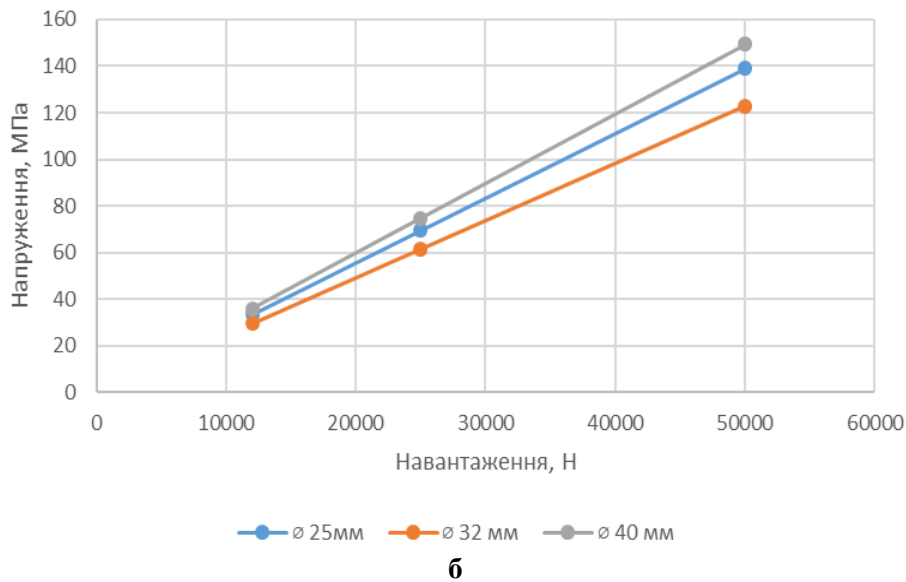
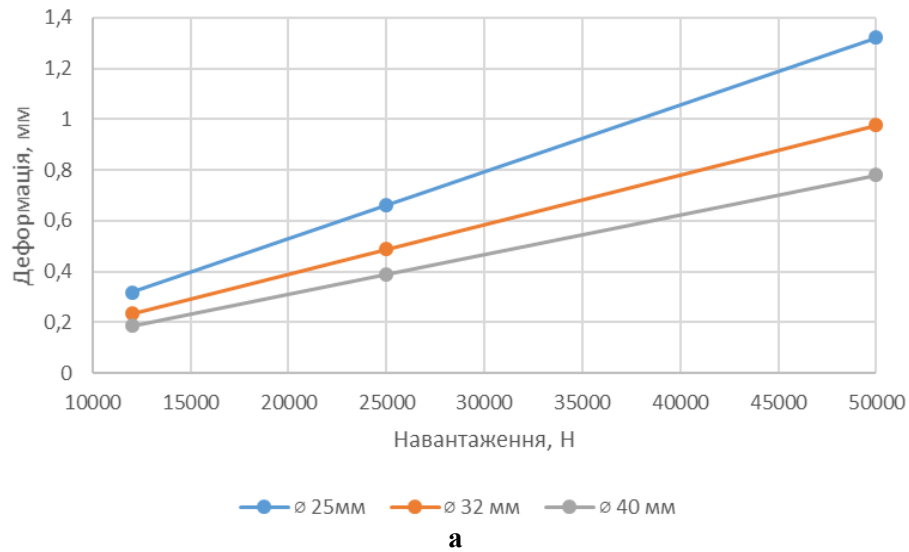


Рис. 4. Результати дослідження для гідроциліндра:
а – напруження; **б** – деформації; **в** – коефіцієнту запасу міцності

Досліджувані напруження, які виникають в елементах гідроциліндра, не перевищують границю текучості 241,3 МПа. Максимальне напруження становить 149,3 МПа при навантаженні в 50 кН з діаметром штока 40 мм. При цьому мінімальне напруження 122,9 МПа розраховано для діаметра штока 32 мм.

Досліджуваний коефіцієнт запасу міцності не опускається нижче 1,616 при критичному навантаженні 50 кН. Найкращий показник коефіцієнту міцності 1,963 відповідає гідроциліндру з діаметром штока 32 мм та при критичному навантаженні в 50 кН.

Результати дослідження напруження, деформації, а також коефіцієнту запасу міцності показано графічно на рис. 4.

В результаті інженерного аналізу рекомендуємо обрати гідроциліндр з штоком 32 мм, через менші напруження в місцях їх концентрації, та достатній коефіцієнт запасу міцності 3,925 при максимальному навантаженні 25 кН.

Висновки.

Проведено аналіз конструктивних рішень для проектування піднімального модуля з гідроприводом для збирання та зберігання твердих побутових відходів.

Запропоновано схему гідроприводу модуля на базі гальмівного клапана для забезпечення плавного опускання платформи з одночасною синхронізацією руху його виконавчих гідроциліндрів за рахунок стабілізатора.

На основі інженерного аналізу, виконаного в програмі SOLIDWORKS, обрано діаметри штоків $d = 32$ мм та поршнів $D = 63$ мм гідроциліндрів гідроприводу модуля для підземного зберігання твердих побутових відходів.

Таким чином, отримані дослідження дозволили перевірити конструкцію гідроциліндра на міцність для гідроприводу підземного модуля.

Список використаних джерел.

1. Писаренко П. В., Тараненко А. О., Чальцев Д. В., Кахикало О. О., Гришина К. Є., Корчагін О. П. Екологічні аспекти міжрегіональної взаємодії у сфері поводження з твердими відходами (на прикладі програми реабілітації забруднених земель). *Вісник Полтавської державної аграрної академії*, 2020. № 4. С. 120–127. <https://doi.org/10.31210/visnyk2020.04.14>
2. Березюк О.В. Моделювання поширеності способів утилізації звалищного газу для розробки обладнання та стратегії поводження з твердими побутовими відходами. *Вісник Вінницького політехнічного інституту*, 2014. № 5. С. 65–68.
3. Березюк О.В., Лемешев М.С. Регресійна залежність динаміки зростання кількості біогазових установок в Україні. *Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання*, 2024. Вип. 49. С. 16–25. <https://doi.org/10.32347/2409-2606.2024.49>
4. Березюк О.В., Краєвський В.О. Світові тенденції збільшення кількості біогазових установок на полігонах твердих побутових відходів. *Наукові праці Вінницького національного технічного університету*, 2021. № 1. 5 с. <https://doi.org/10.31649/2307-5376-2021-1-7-11>
5. Андрієнко А. О. Smart-підходи до розвитку великих міст: перспективи впровадження в Україні. *Державне управління та місцеве самоврядування*, 2018. № 3 (38). С. 100–106.
6. Веб сайт фірми DIASON. URL: <https://diason.ua/produkcija/pidzemni-smittievi-baki/> (Дата звернення: 04.08.2025)
7. Веб сайт фірми SKLAD SERVICE. URL: <https://ssk.ua/ua/product/sistema-podzemnogo-sbora-i-hraneniya-musora-222> (Дата звернення: 04.08.2025)
8. Перепелиця В. І. Система гідравлічних приводів синхронізації робочих рухів автоматизованої установки для формування заготовок цегли. дис. д-ра. філософії: 131 прикладна механіка, Вінниця, ВНТУ, 2023, 202 с.
9. Люта А. В., Чекулаєв Є. Ф. Гідропневмоприводи та пристрої автоматики: Навчальний посібник. Краматорськ: ДДМА, 2020. 172 с.

10. Ji Y., Wang H., Chen H., Wang S., Guo M. Analysis and Simulation of Throttle Speed Regulation in hydraulic system. *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*. 330 (3). 032095. <https://doi.org/10.1088/1755-1315/330/3/032095>
11. Kalev K. Stabilization of the Speed of the Hydraulic Motor Through Throttle Compensation for Volume Losses. *International conference KNOWLEDGE-BASED ORGANIZATION*, 2020. 26 (3). 126–130. <https://doi.org/10.2478/kbo-2020-0126>
12. Xu C., Xu X., Liu Z. Research on multi-cylinder synchronous control system of multi-directional forging hydraulic press. *Journal of Physics: Conference Series*, 2022. 2338 (1). 012081. <https://doi.org/10.1088/1742-6596/2338/1/012081>
13. Wang B., Liu H., Hao Y., Quan L., Li Y., Zhao B. Design and analysis of a flow-control valve with controllable pressure compensation capability for mobile machinery. *IEEE Access*, 2021. 9. 98361–98368. <https://doi.org/10.1109/ACCESS.2021.3095402>
14. Ding H., Liu Y., Zhao Y. A new hydraulic synchronous scheme in open-loop control: Load-sensing synchronous control. *Measurement and Control*, 2020. 53 (1-2). 119–125. <https://doi.org/10.1177/0020294019896000>
15. Shang Y., Bai N., Jiao L., Yao N., Wu S., Jiao Z. Motion synchronous composite decoupling with fewer sensors on multichannel hydraulic force control for aircraft structural loading test system. *Sensors*, 2018. 18 (11). 4050. <https://doi.org/10.3390/s18114050>
16. Піонткевич О. В. Вплив параметрів системи керування гідроприводом мобільної робочої машини на динамічні характеристики. *Вісник машинобудування та транспорту*, 2016. 2. С. 68–76.
17. Перепелиця В. І. Порівняльна характеристика струнних різальних автоматів для формування цегли-сирцю із пластичного глиняного бруса. *Матеріали науково-технічної конференції «Гідроаеромеханіка в інженерній практиці»*, 2021. С. 323-325.
18. Піонткевич О. В., Козлов Л. Г., Березюк О. В., Сердюк О. В. Розрахунок гідродинамічної сили на золотнику врівноважувального клапана на основі імітаційного моделювання течії робочої рідини в його каналах. *Вісник Вінницького політехнічного інституту*, 2024. Вип. 5. С. 77–83. <https://doi.org/10.31649/1997-9266-2024-176-5-77-83>
19. Петров О. В., Піонткевич О. В., Буда А. Г., Коломієць В. С. Застосування САД/САЕ-системи Solidworks у задачах аналізу міцності деталей верстатних пристосувань. *Вісник машинобудування та транспорту*, 2024. Вип. 19. № 1. С. 95–102. <https://doi.org/10.31649/2413-4503-2024-19-1-95-102>
20. Піонткевич О. В., Березюк О. В., Лозінський Д. О., Кавецький О. І. Застосування САД/САЕ-системи Autodesk Inventor для удосконалення фрезерно-гравірувального верстата з ЧПК. *Наукові праці Вінницького національного технічного університету*, 2025. Вип. 1. С. 1–9. <https://doi.org/10.31649/2307-5376-2025-1-178-186>
21. Sun H., Tao J., Qin C., Yu H., Liu C. Dynamics modeling and bifurcation analysis for valve-controlled hydraulic cylinder system containing counterbalance valves. *Journal of Vibration Engineering & Technologies*, 2021. 9(8). 1941–1957. <https://doi.org/10.1007/s42417-021-00342-6>
22. Rituraj R., Scheidl R. Towards digital twin development of counterbalance valves: Modelling and experimental investigation. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2023. 188. 110049. <https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2022.110049>
23. Лозінський Д. О., Піонткевич О. В., Сиротін О. А. Інноваційні підходи до підвищення енергоефективності електрогідролічних систем. *Наукові праці Вінницького національного технічного університету*. 2025. Вип. 2. С. 1–8. <https://doi.org/10.31649/2307-5376-2025-2-214-221>
24. Ding R., Sun G., Zhang J., Peng L., Cheng M., Xu B., Yang H. A review of independent metering control system for mobile machinery. *International Journal of Hydromechatronics*, 2025. 8 (5). 1–39. <https://doi.org/10.1504/IJHM.2025.10069815>
25. Березюк О. В., Лемешев М. С. Динаміка поширеності переробки та утилізації твердих побутових відходів у Вінницькій області. *Вісник Вінницького політехнічного інституту*, 2022. № 3 С. 6–10. <https://doi.org/10.31649/1997-9266-2022-162-3-6-10>
26. Lemeshev M., Bereziuk O., Cherepakha D., Kovalskiy V. Complex binder based on industrial man-made waste. *Technical and agricultural sciences in modern realities: problems, prospects and solutions*, 2023. 51–59.
27. Журавель Д. П., Паламарчук І. П., Уманський С. М., Паламарчук В. І. Гідроліка, гідрота пневмоприводи: підручник для здобувачів вищої освіти. Київ: ЦП «Компринт», 2021. 449 с.

28. Гевко Б. М., Білик С. Г., Ліник А. Ю., Фльонц О. В. Гідропривод і гідроавтоматика сільськогосподарської техніки : посібник. Тернопіль: Вид-во ТНТУ імені Івана Пулюя, 2015. 384 с

Стаття надійшла до редакції 07.05.2025

Стаття прийнята 15.05.2025

Статтю опубліковано 20.06.2025



DESIGN OF THE HYDRAULIC DRIVE FOR AN UNDERGROUND SOLID HOUSEHOLD WASTE COLLECTION AND STORAGE MODULE

L. Kozlov¹, O. Piontkevych¹, Ye. Kostenko², V. Mazurin²

¹Vinnitsia National Technical University

²LLC "TD CONTACT",

Summary

The issue of closed collection and storage of solid household waste in public and commercial areas has been addressed through the design of a hydraulically driven underground module. The design features of underground modules from various manufacturers, which provide high-quality and competitive products for solid household waste collection and storage, are reviewed. An analysis of hydraulic drives regarding the synchronization of hydraulic cylinder movement was conducted. Current solutions for synchronizing hydraulic cylinders based on throttle control, pressure-compensated flow control valves, and flow dividers/combiners are highlighted. A design for an underground solid household waste collection and storage module based on a hydraulic drive with a mechanical stabilizer, which increases the rigidity of the synchronizing system, is proposed. A hydraulic drive circuit for the underground module has been developed based on a counterbalance valve to ensure a constant lowering speed of the platform. A counterbalance valve with mixed pilot control was selected, which prevents cavitation processes in the hydraulic drive, ensures energy savings during platform lowering, and hermetically holds the loaded hydraulic cylinders, preventing them from drifting. Design calculations were performed to select the main hydraulic components: hydraulic cylinders, a gear pump, and a hydraulic tank. A 4/3-way normally closed solenoid-operated directional control valve was chosen as the fluid flow regulator to ensure automated control of the underground module's operation. An engineering analysis of the hydraulic cylinders was conducted to ensure reliability. Engineering calculations were performed using the SOLIDWORKS Simulation module. The most stressed parts of the hydraulic cylinder under load were identified. The impact of the load on deformation and stress for different hydraulic cylinder designs was calculated. Additionally, a comparison of the load's impact on the safety factor was conducted to select the hydraulic cylinder configuration. The obtained results will be useful to engineers and manufacturers when designing hydraulic drives for underground solid household waste collection and storage modules.

Keywords: underground module, hydraulic drive components, counterbalance valve, engineering analysis.

DOI <https://doi.org/10.32782/1994-4691-2025-1-75-6>
УДК 621.05

ПІДВИЩЕННЯ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ ПОЗИЦІЙНОГО ПНЕВМОПРИВОДУ ОПТИМІЗАЦІЄЮ ПРОЦЕСУ ГАЛЬМУВАННЯ

INCREASING THE ENERGY EFFICIENCY OF THE WORKING PROCESS OF A POSITIONING PNEUMATIC DRIVE BY OPTIMIZING THE BRAKING PROCESS

А. С. Роговий¹, д-р техн. наук, професор
М. Г. Стрижак^{1*}, канд. техн. наук, доцент
С. П. Ігліні¹, канд. техн. наук, доцент

ORCID: 0000-0002-6057-4845

ORCID: 0000-0003-3335-4086

ORCID: 0000-0002-9144-7427

¹ Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут»,
*e-mail: Mariana.Stryzhak@khp.edu.ua

Анотація. У статті розглянуто підхід до енергозбереження у швидкодіючих позиційних пневмоприводах шляхом відмови від використання демпфуючих пристроїв і стравлювання повітря з вихлопної порожнини в атмосферу. Гальмування поршня відбувається протитиском (змінюю комутаційних ситуацій). Метою роботи є оптимізації координат початку та завершення гальмування поршня з метою мінімізації кінцевої швидкості поршня без застосування демпфуючих пристроїв, що дозволяє підвищити енергоефективність пневмосистеми. Методологія включає математичне моделювання перехідних процесів та чисельну оптимізацію, результати якої підтверджують можливість ефективного гальмування у кінцевих 7,5–10% ходу поршня.

Ключові слова: пневматичний привід, гальмування протитиском, енергоефективність, перехідний процес

Постановка проблеми.

Пневматичні приводи є основою сучасних систем автоматизації. До їх переваг слід віднести простоту конструкції, надійності, пожежобезпечності. Проте, незважаючи на свою ефективність, пневматичні системи мають відносно низький коефіцієнт корисної дії, що пов'язано з великими втратами енергії під час стискання повітря, втратами на демпфування при гальмуванні робочого органа в кінці ходу та ін. Стиснене повітря є дорогим енергоносієм, а енергетичні витрати пневмоприводів є значними [1], тому питання енергозбереження залишається актуальним.

На практиці існує низка методів часткового зниження витрат – локальне зменшення тиску, багаторівневе живлення [2], відсічення подачі повітря за досягнення заданого тиску [3], а також зміна комутаційних режимів під час спрацювання циліндра [4, 5]. Такі підходи забезпечують економію від 20% до 80%, однак вони не використовують витрачену енергію повторно, а лише зменшують її споживання.

Повторне використання відпрацьованого повітря є найефективнішим шляхом підвищення енергоефективності пневмосистем. Однак для його практичної реалізації необхідно попередньо дослідити параметри пневмопривода, оцінити їхній вплив на енергетичний баланс та визначити стратегії узгодження цих параметрів із динамічними властивостями системи. Особливо це стосується процесу гальмування, у якому потенційна енергія стисненого повітря різко зростає і може бути частково повернена до циклу роботи. Тому актуальним є формування системного підходу до аналізу енергетичних процесів у пневмоприводах, де гальмування поршня здійснюється шляхом зміни комутаційних ситуацій.

Аналіз останніх досліджень.

Сучасні промислові пневматичні системи, орієнтовані на високу енергоефективність, мають забезпечувати значну швидкодію, що досягається завдяки інтенсивному розгону поршня та підтриманню його сталої високої швидкості протягом робочого циклу. Водночас одним із ключових вимог залишається безпечність роботи, зокрема недопущення удару поршня об кришку циліндра наприкінці ходу, що виникає у разі надмірної кінцевої швидкості. Тому у більшості сучасних конструкцій для поглинання енергії в кінцевій фазі переміщення застосовуються внутрішні або зовнішні демпфувальні пристрої, які забезпечують плавне та надійне гальмування навіть за високошвидкісних режимів [6].

Так, у роботі [7] досліджується поведінка внутрішнього демпфера пневмоциліндра шляхом аналізу змін тиску, температури та швидкості поршня під час амортизації. Запропонована експериментальна схема передбачає використання регульованого дроселя, через який відбувається контрольований вихід повітря з так званої "кишені" наприкінці ходу. Модельні та експериментальні результати демонструють суттєве зменшення ударних навантажень на кінцевих ділянках переміщення поршня, що підтверджує ефективність такого способу гальмування.

Однак створення демпфувального ефекту у подібних системах пов'язане зі скиданням стисненого повітря через дросель в атмосферу, що неминуче супроводжується енергетичними втратами. Цей недолік особливо відчутний у приводах, що працюють на високій частоті циклів, або коли навантаження на поршень є значним.

Подібні висновки містяться і в дослідженні [5], де було виконано числове моделювання та оптимізацію конструктивних параметрів дросельного клапана в зоні амортизації швидкохідних циліндрів. У рамках роботи проаналізовано різні геометрії отворів, характеристики клапанів і режими вихлопу. Оптимізовані параметри дозволили зменшити силу пневмовідскоку та підвищити плавність гальмування, однак принцип роботи залишився тим самим: енергія стисненого повітря незмінно втрачається через його відведення в атмосферу, що знижує загальну енергоефективність системи.

Таким чином, хоча демпфувальні пристрої й забезпечують якісне гальмування поршня навіть за підвищених швидкостей, вони супроводжуються повною втратою тиску у гальмівній порожнині через дросель. Через це такі рішення залишаються енерговитратними й менш ефективними з погляду економного використання ресурсів у промислових установках.

У сучасній техніці пропонується низка альтернативних підходів до підвищення енергоефективності процесу гальмування. Наприклад, у [8] описано систему, що передбачає накопичення повітря, яке виходить із циліндра, у спеціальному ресивері та його подальше використання у наступних циклах, що дозволило досягти економії до 23%. У роботі [3] запропоновано застосування схеми з відсіченням подачі повітря після досягнення необхідного рівня тиску, що дає змогу зберігати повітря у порожнинах без додаткової подачі – такий підхід забезпечив до 71 % економії.

Огляд [9] систематизує існуючі методи зниження енергоспоживання та робить акцент на значущості керованих комутаційних схем як інструменту підвищення енергоефективності без втрати точності або динамічних властивостей приводу.

Особливу увагу привертає підхід, представлений у [10], де замість традиційного скидання повітря воно перенаправляється між порожнинами циліндра або навіть повертається назад у мережу. Унаслідок цього досягається економія до 87%, що робить такі комутаційні рішення одними з найбільш перспективних для енергоощадних задач.

Методологія дослідження.

Метою дослідження є побудова та оптимізація алгоритму комутації порожнин пневмоциліндра, що забезпечує мінімальну швидкість поршня у кінцевій позиції та дозволяє уникнути ударних навантажень і втрат стисненого повітря під час гальмування.

Для досягнення мети були поставлені такі завдання:

1. Розробити математичну модель пневмопривода.
2. Визначити координати початку та завершення гальмування, які забезпечують плавне зниження швидкості поршня до наближених до нуля значень без використання стандартних демпферів.

3. Проаналізувати вплив комутаційних режимів на динаміку системи.

У дослідженні використано структуру пневмопривода, поширену в промислових системах: пневмоциліндр двосторонньої дії, керований моностабільним 4/2-розподільником (рис. 1). Логіка роботи задається програмованим контролером, який перемикає розподільник відповідно до фаз руху – розгін, гальмування, позиціонування. Контроль координати поршня здійснюється магнітними датчиками або кінцевими перемикачами.

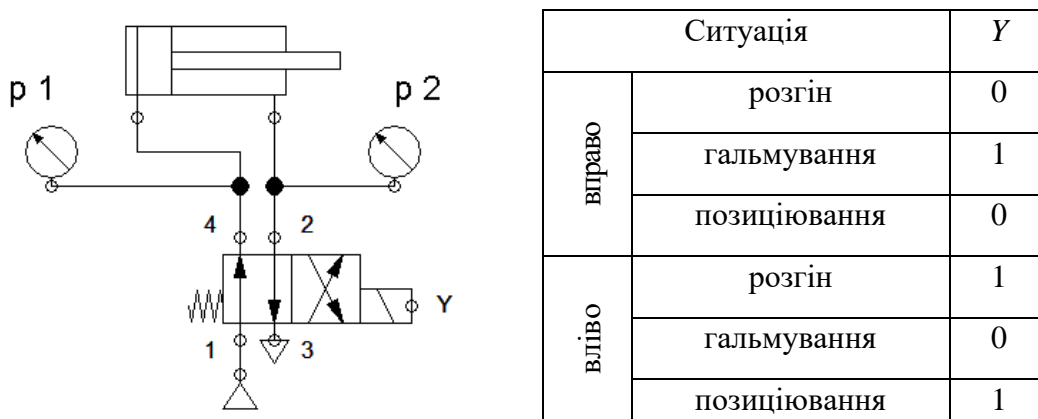


Рис. 1. Схема ПС та карта керування розподільниками, що надають можливість реалізації режиму гальмування протитиском

Математична модель системи (1) побудована на основі рівняння теплового (енергетичного) балансу незамкнених порожнин газу [12–14].

$$\begin{aligned}
 \frac{dp_1}{dt} &= \frac{k \cdot f_1^e \sqrt{k \cdot R}}{(x_{01} + x)} \left[(1 - Y) \frac{p_m \sqrt{T_m}}{F_1} \varphi \left(\frac{p_1}{p_m} \right) - Y \frac{p_1 \sqrt{T_1}}{F_1} \varphi \left(\frac{p_a}{p_1} \right) \right] - \frac{k \cdot p_1}{x_{01} + x} \frac{dx}{dt}; \\
 \frac{dT_1}{dt} &= \frac{T_1}{p_1} \cdot \frac{dp_1}{dt} + \frac{T_1}{x_{01} + x} \cdot \frac{dx}{dt} - \frac{f_1^e \sqrt{k \cdot R}}{F_1 \cdot (x_{01} + x)} \left[(1 - Y) \frac{T_1^2 \cdot p_m \sqrt{T_m}}{p_1 \cdot T_m} \cdot \varphi \left(\frac{p_1}{p_m} \right) - \right. \\
 &\quad \left. - Y \cdot T_1 \sqrt{T_1} \cdot \varphi \left(\frac{p_m}{p_1} \right) \right]; \\
 \frac{dp_2}{dt} &= - \frac{k \cdot f_2^e \sqrt{k \cdot R}}{L + x_{02} - x} \left\{ (1 - Y) \frac{p_2 \sqrt{T_2}}{F_2} \varphi \left(\frac{p_a}{p_m} \right) - Y \left[\frac{1 + \text{sign}(p_m - p_2)}{2} \frac{p_m \sqrt{T_m}}{F_2} \varphi \left(\frac{p_2}{p_m} \right) - \right. \right. \\
 &\quad \left. \left. - \frac{1 + \text{sign}(p_2 - p_m)}{2} \frac{p_2 \sqrt{T_2}}{F_2} \varphi \left(\frac{p_m}{p_2} \right) \right] \right\} + \frac{k \cdot p_2}{L + x_{02} - x} \frac{dx}{dt};
 \end{aligned} \tag{1}$$

$$\frac{dT_2}{dt} = \frac{T_2}{p_2} \cdot \frac{dp_2}{dt} - \frac{T_2}{L + x_{02} - x} \cdot \frac{dx}{dt} + \frac{f_2^e \sqrt{k} \cdot R}{F_2 \cdot (L + x_{02} - x)} \cdot \left\{ (1 - Y) \sqrt{T_2} \cdot T_2 \cdot \varphi \left(\frac{p_a}{p_m} \right) - \right.$$

$$\left. - Y \left[\frac{1 + \text{sign}(p_m - p_2)}{2} \frac{T_2^2 \cdot p_m \sqrt{T_m}}{p_2 \cdot T_m} \cdot \varphi \left(\frac{p_2}{p_m} \right) - \frac{1 + \text{sign}(p_2 - p_m)}{2} \sqrt{T_2} \cdot T_2 \cdot \varphi \left(\frac{p_m}{p_2} \right) \right] \right\};$$

$$\frac{dx}{dt} = v;$$

$$\frac{dv}{dt} = \frac{1}{m} \cdot (p_1 \cdot F_1 - p_2 \cdot F_2 - P),$$

де k – показник адиабати; f_1^e , f_2^e – ефективні площа умовного проходу відповідно впускної та вихлопної ліній; R – газова постійна; T_m – температура повітря в магістралі; F_1 – площа поршня; F_2 – площа штокової порожнини; p_m – тиск у магістралі живлення; x_{01} , x_{02} – приведені початкові координати поршня; L – хід поршня; m – вага рухомих мас (приведених до вісі інерції поршня); P – навантаження на поршень; p_a – атмосферний тиск, МПа.

Витратна функція враховує співвідношення тисків у порожнині, що спустошується до наповнюваної порожнини. У якості припущення, враховуючи що процес витікання відбувається на короткій ділянці трубопроводу, він вважається адиабатичним [15]:

$$\varphi(I) = \frac{1 + \text{sign}(I - 0,528)}{2} \cdot \sqrt{\frac{2}{k-1} \cdot (I^{2/k} - I^{k+1/k})} + 0,579 \cdot \frac{1 - \text{sign}(I - 0,528)}{2}. \quad (2)$$

Вираз для витратної функції (2) записується з урахуванням переходу від докритичного до надкритичного режимів течії [16–18].

За математичною моделлю (1) виконано розрахунок перехідних характеристик за тисками і температурою у камерах, швидкістю та переміщенням поршня.

Для підвищення енергоефективності системи виконано оптимізацію робочого процесу. Метою оптимізаційного пошуку є мінімальна швидкість руху поршня в кінці ходу. Для досягнення мети потрібно знайти такі координати початку (x_1) і завершення гальмування (x_2), за яких швидкість поршня наприкінці ходу буде мінімальною, що стане запорукою відсутності удару і дозволить відмовитися від використання демпфера, а отже від додаткових втрат енергії стисненого повітря.

Оптимізаційний пошук проводився:

1. Методом пошуку функції від кількох змінних Нелдера-Міда – деформованого багатогранника (симплекса).
2. Методом перебору значень.

Обидва методи були покладені в основу розрахункової Matlab-програми для перехідних характеристик пневмосистеми за оптимізованими параметрами. Однак класичний метод Нелдера-Міда показав свою обмежену придатність для дослідження обраної системи. Для виявлення причин такого явища було створено Matlab-програму для побудови тривимірної поверхні значень співвідношення швидкості поршня та координат гальмування (рис. 2). По вертикалі на графіку функції розташовані значення швидкості руху циліндра (м/с), знизу праворуч – координата початку процесу гальмування (м), ліворуч – координата завершення гальмування (м).

Форма поверхні (рис. 2) свідчить про відсутність єдиного екстремуму, а отже унеможливорює використання звичайних методів оптимізації (на кшталт Нелдера-Міда), адже вони, як правило, шукають мінімум/максимум. Тому для подальших досліджень обрано другу методику – перебір значень. Методом Рунге-Кутта визначено співвідношення координати початку гальмування та фінальної швидкості поршня зі сталим кроком інтегрування (рис. 3). З побудованого графіка отримано оптимальні

координати процесу гальмування, що були покладені в основу розрахунку перехідних процесів за математичною моделлю.

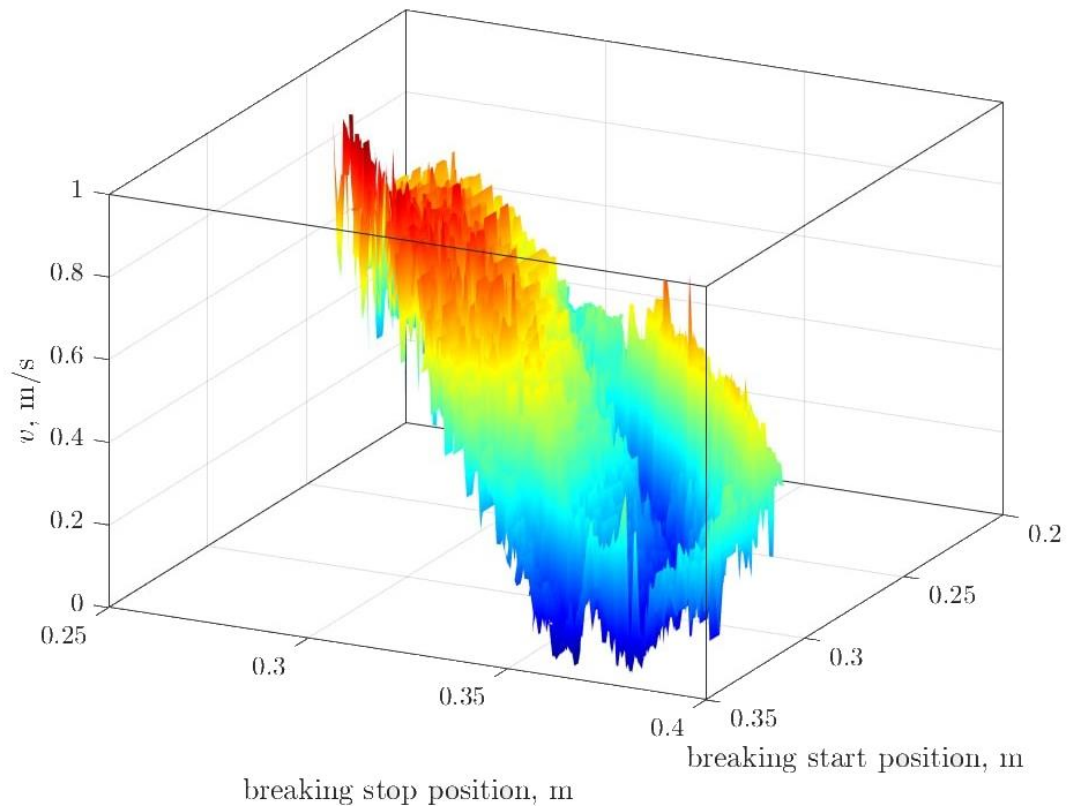


Рис. 2. Поверхня співвідношень координат гальмівного шляху та швидкості поршня

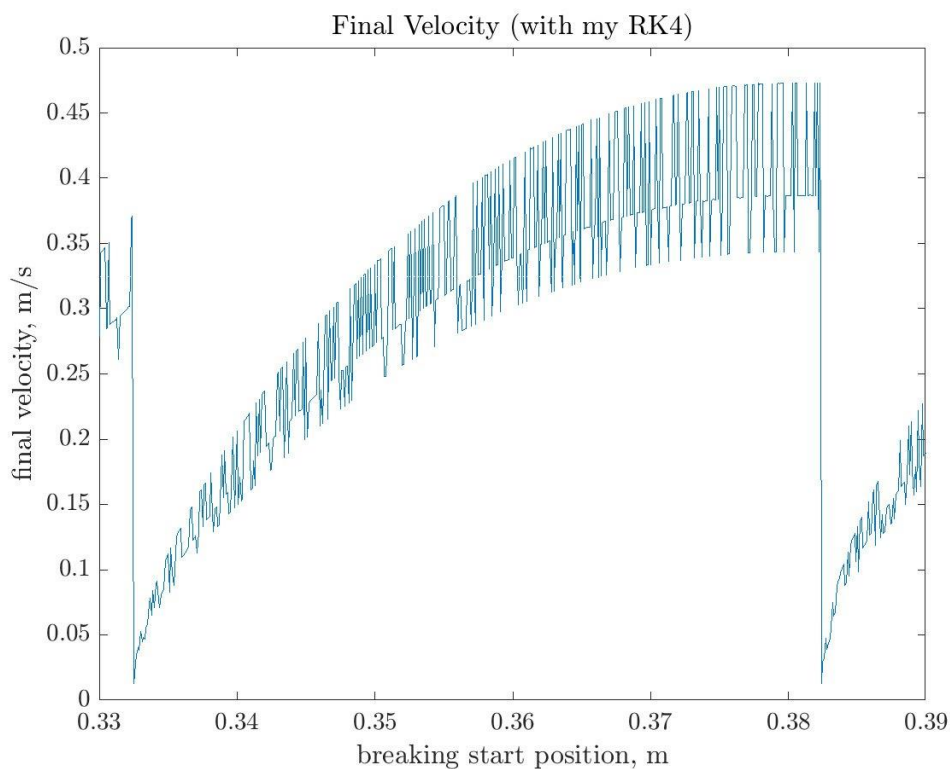


Рис. 3. Розрахунок значень кінцевої швидкості поршня в залежності від координат гальмування методом Рунге-Кутта зі сталим кроком інтегрування

Результати дослідження.

З метою оцінки якості роботи пневмосистеми розраховано її перехідний процес за математичною моделлю (1) чисельним методом Рунге-Кутта 4-го порядку точності з кроком інтегрування $1 \cdot 10^{-3}$ відносно наступних змінних величин: p_1 – тиск у поршневій порожнині; p_2 – тиск у штоковій порожнині; T_1, T_2 – температура у відповідній порожнині циліндра; x – поточна координата поршня; v – швидкість поршня. Гальмування поршня відбувається на відрізку шляху $L \in (355, 385)$ мм.

При моделюванні визначені наступні початкові умови роботи ПС:

– у момент зрушення поршня з місця: $x = x_{01} = 0,01$ м; $v = 0$; $p_1 = 0,1$ МПа; $p_2 = 0,6$ МПа; $T_1 = 293$ К; $T_2 = 293$ К.

Кінцеві умови роботи ПС:

– у момент зупинки поршня: $x = L - x_{01} = 0,4 - 0,01 = 0,39$ м; $v = 0$; $p_2 = p_a = 0,1$ МПа.

На рис. 4 наведено графік зміни переміщення та швидкості, з якого видно що в системі через стрибкоподібне підвищення тиску у штоковій порожнині під час гальмування на частині пройденого шляху наявний рух поршня назад, причому поршень проходить шлях приблизно 60 мм у зворотному напрямку, що суттєво знижує енергоефективність процесів у приводі.

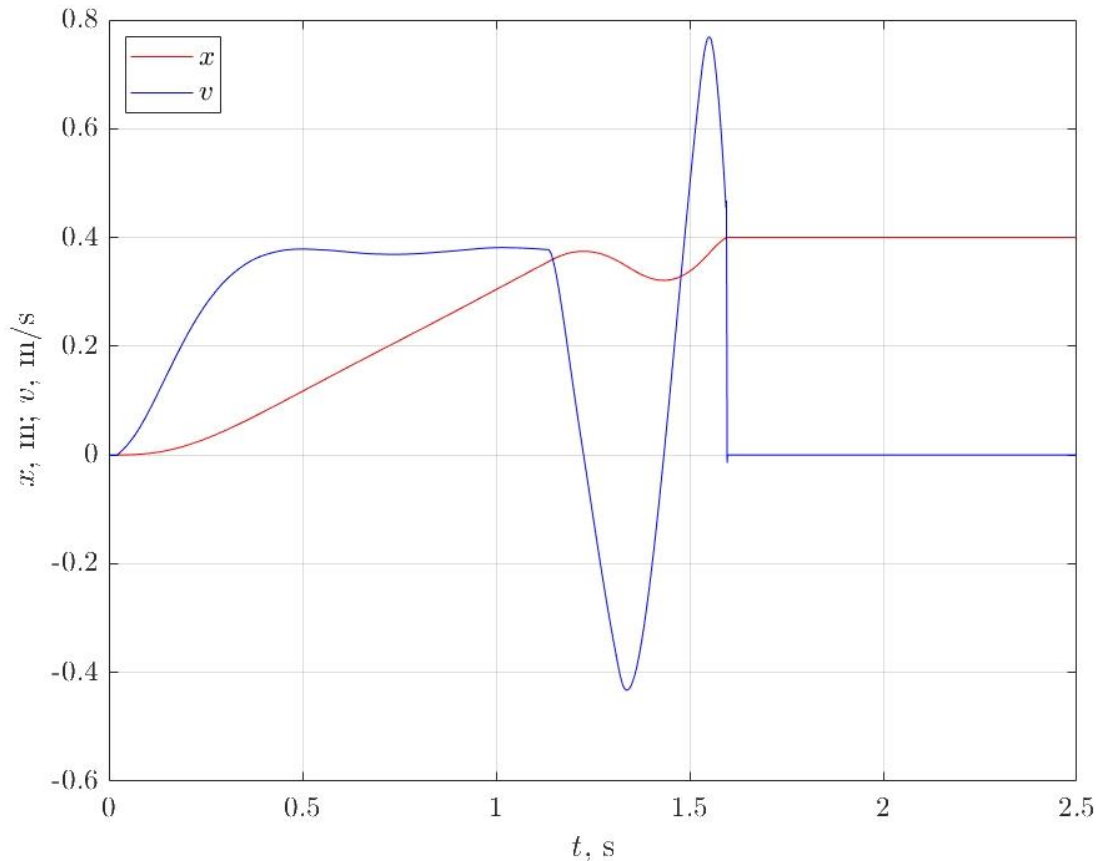


Рис. 4. Перехідні характеристики за швидкістю та переміщенням поршня в процесі спрацювання

До переваг даного перехідного процесу можна віднести те, що система є стійкою, її швидкодія є задовільною (перехідний процес триває близько 1,65 с), розгін поршня відбувається плавно. Водночас, величина наявної швидкості в кінці ходу поршня складає близько 0,5 м/с і, як наслідок, за таких умов виникає удар об кришку циліндра. З метою запобігання цьому явищу необхідно використовувати демпфуючі пристрої, які

знижують енергоефективність системи за рахунок скидання стисненого повітря в атмосферу.

Для підвищення енергоефективності системи виконано оптимізацію робочого процесу методом перебору значень з попереднім виділенням координати початку гальмування (рис. 2).

Побудовані перехідні характеристик пневмосистеми з оптимізованими (методом перебору значень) координатами гальмування наведено на рис. 5.

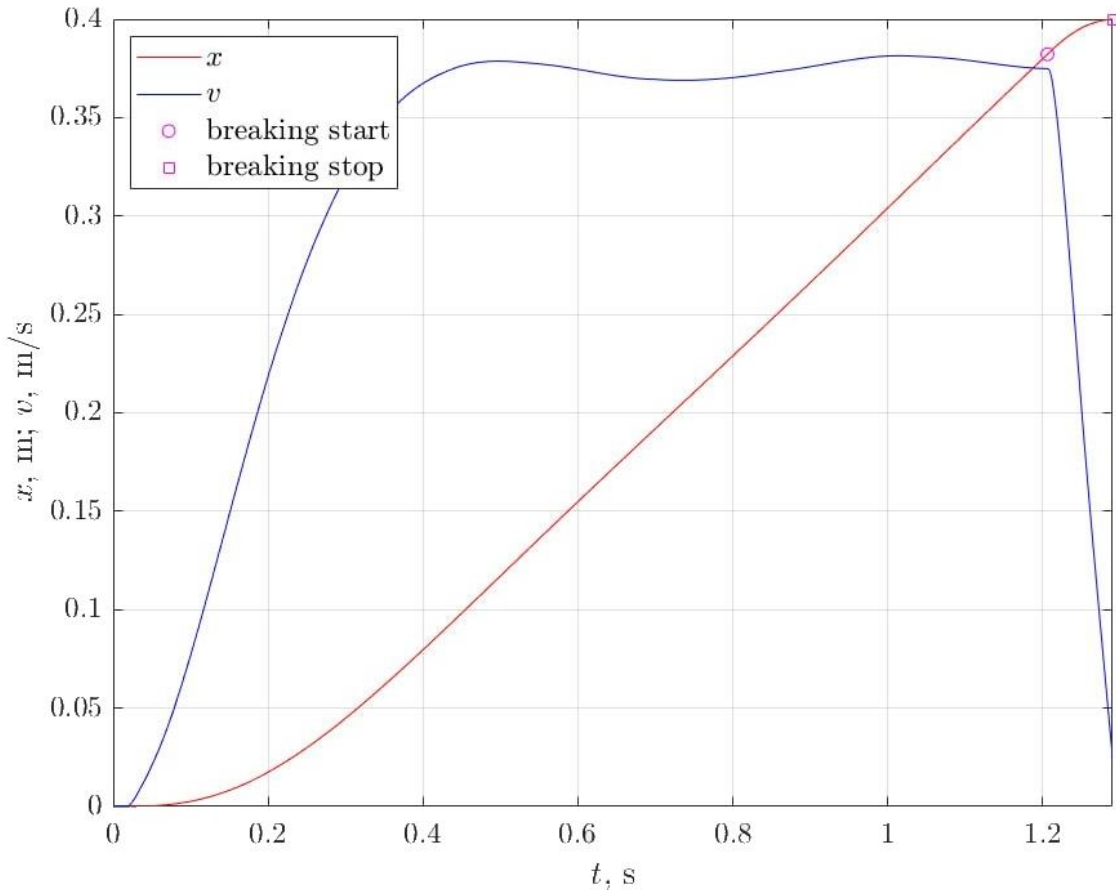


Рис. 5. Оптимізовані перехідні характеристики за тиском у порожнинах циліндра в процесі спрацювання

Отримані графіки швидкості та переміщення свідчать що швидкість поршня наростає плавно і залишається стабільною до моменту початку гальмування, коли стрімко знижується (рис. 5). У останній точці шляху швидкість дорівнює 0,03 м/с, що є прийнятним значенням без застосування демпфуючих пристроїв. Переміщення поршня у зворотному напрямку відсутнє. Перехідний процес триває близько 1,25 с.

На основі створеної методики і програми розрахунку проведено аналіз процесу гальмування для різних довжин траєкторій руху циліндра ($L = 200 \dots 500$ мм) і різних рівнів тиску у магістралі живлення ($p_m = 0,4 \dots 0,7 \cdot 10^{-6}$ МПа) і знайдено нормовані значення співвідношення координати початку гальмування до довжини шляху, яку проходить поршень (рис. 6). Ця методика надає можливість обрати координату початку гальмування без проведення попередніх розрахунків, спрощуючи процес синтезу енергозберігаючих рішень у пневмоприводі.

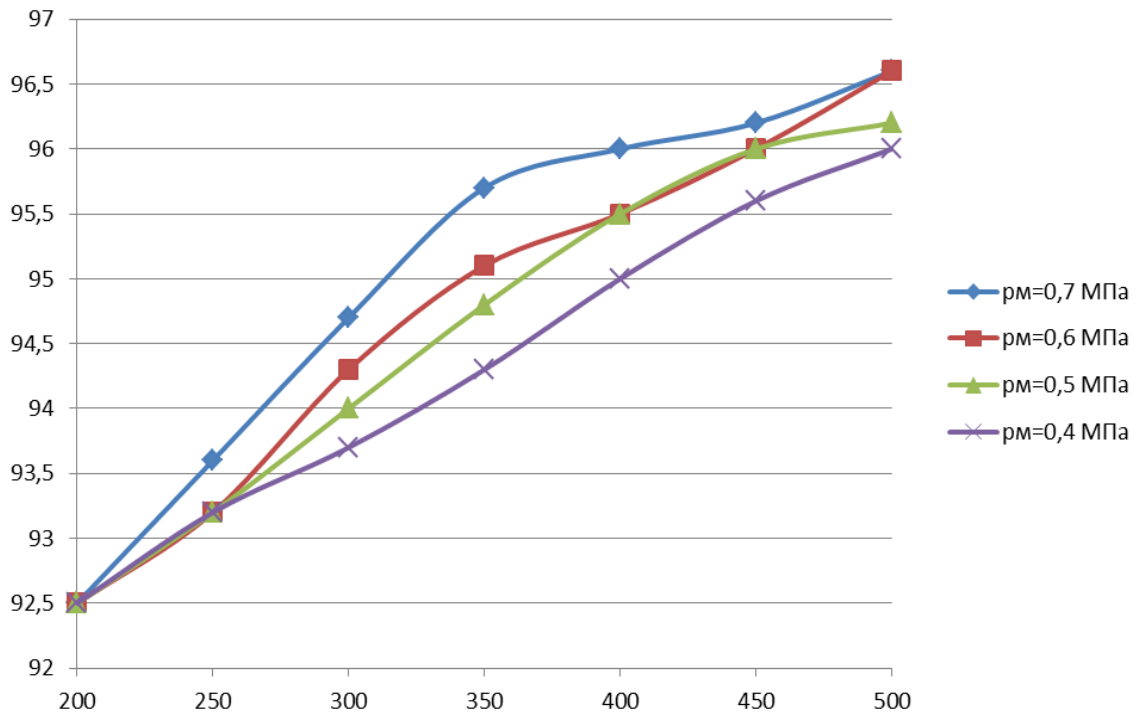


Рис. 6. Відсоткове співвідношення координати початку гальмування до довжини траєкторії руху поршня для різних рівнів тиску живлення у пневмосистемі

Результати розрахунку свідчать, що є взаємозв'язок між точкою початку гальмування, тиском у магістралі живлення та довжиною траєкторії руху циліндра. Чим довший шлях циліндра, тим ближче до кінцевої точки траєкторії руху є момент початку гальмування, але для досліджуваного діапазону значень він завжди на останніх 7,5% довжини шляху поршня. Збільшення тиску живлення у магістралі наближає точку початку гальмування до кінцевої точки траєкторії руху.

Висновки.

Побудована тривимірна поверхня залежності кінцевої швидкості поршня від координат початку й завершення гальмування демонструє множинність екстремальних зон. Така топологія підтверджує, що динаміка пневматичного гальмування є суттєво нелінійною. Це відкриває перспективи подальшого застосування систематичних методів глобальної оптимізації, зокрема генетичних алгоритмів.

Отримані закономірності щодо залежності координати початку гальмування від тиску живлення дають можливість створити універсальний довідковий інструмент для проєктувальників пневматичних систем.

На основі графіків нормованих значень гальмівної ділянки можна без додаткових моделювань визначати наближені оптимальні параметри для різних конфігурацій циліндрів. Це значно спрощує проєктування, скорочує час підготовки працездатної системи та підвищує повторюваність енергетично ефективних рішень у серійному промисловому обладнанні.

Список використаних джерел.

1. Statista Research Department. Verteilung des Stromverbrauchs in Deutschland nach Verbrauchergruppen in den Jahren 2014 und 2024 [Електронний ресурс]. Statista, 2025. Режим доступу: <https://de.statista.com/statistik/daten/studie/236757/umfrage/stromverbrauch-nach-sektoren-in-deutschland/> (дата звернення: 13.03.2025).
2. Dindorf R., Filo G., Wojnarowski J. Review of compressed air energy and exergy recovery in pneumatic drive systems. *Energies*, 2024. 17(6). 1495. <https://doi.org/10.3390/en17061495>

3. Boyko V., Weber J. Energy Efficiency of Pneumatic Actuating Systems with Pressure-Based Air Supply Cut-Off. *Actuators*, 2021. 13 (1). 44. <https://doi.org/10.3390/act13010044>
4. Gailis M., Rudzitis J., Madisoo M., Kreicbergs J. Research on energy efficiency of pneumatic cylinder for pneumatic vehicle motor. *Agronomy Research*, 2020. 18(S1). 823–841. <https://doi.org/10.15159/AR.20.048>
5. Rihong Z., Qungui D. Dynamic Simulation and Optimization of Cushioning Performance in High-Speed Pneumatic Cylinders. *International Journal of Simulation: Systems, Science & Technology*, 2016. 17 (17). 17.1–17.6. <https://doi.org/10.5013/IJSSST.a.17.17.17>
6. Dvořák L., Fuksa L., Ledvoň M., Brzezina P. Experimental Verification of Pneumatic Cylinder External Pneumatic Cushioning. *EPJ Web of Conferences*, 2019. 213. 02015. <https://doi.org/10.1051/epjconf/201921302015>
7. Nazarov F., Weber J. Modelling, Simulation and Validation of the Pneumatic End-Position Cylinder Cushioning. Proceedings of the 17th Scandinavian International Conference on Fluid Power (SICFP'21), 31 May – 2 June 2021. Linköping University Electronic Press, 2021, 206–210. Режим доступу: <https://ecp.ep.liu.se/index.php/sims/article/view/131>
8. Yu Q., Jianwei Z., Qiancheng W., Xuxiao Z. Experimental Study of a New Pneumatic Actuating System Using Exhaust Recycling. *Sustainability*, 2021. 13 (4). 1645. <https://doi.org/10.3390/su13041645>
9. Gryboś D., Leszczyński J. S. A Review of Energy Overconsumption Reduction Methods in the Utilization Stage in Compressed Air Systems. *Energies*, 2024. 17 (6). 1495. <https://doi.org/10.3390/en17061495>
10. Rihong X., Qungui L., Kai X. Dynamic simulation and optimization of cushioning performance in high-speed pneumatic cylinders. *Processes*, 2022. 10 (4). 819. <https://doi.org/10.3390/pr10040819>
11. Krutikov G., Stryzhak M. Assessment of the Influence of Design Parameters of a Pneumatic Drive on the Energy Efficiency of the Working Process. *Problems of the Regional Energetics*, 2025. 2 (66). 190–204. <https://doi.org/10.52254/1857-0070.2025.2-66.16>
12. Hua-Shu D., Gang J. Numerical simulation of flow instability and heat transfer of natural convection in a differentially heated cavity. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2016. 103. 370–381. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2016.07.039>
13. Borri E., Tafone A., Comodi G. et al. Compressed Air Energy Storage – An Overview of Research Trends and Gaps through a Bibliometric Analysis. *Energies*, 2022. 15 (20). 7692. <https://doi.org/10.3390/en15207692>
14. Shi Y., Cai M., Xu W. et al. Methods to Evaluate and Measure Power of Pneumatic System and Their Applications. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, 2019. 32. 42. <https://doi.org/10.1186/s10033-019-0354-6>
15. Jiménez M., Kurmyshev E., Castañeda C. Experimental Study of Double-Acting Pneumatic Cylinder. *Experimental Techniques*, 2020. 44 (2). <https://doi.org/10.1007/s40799-020-00359-8>
16. Matsukawa Y., Tsukahara T. Transition between supercritical and subcritical turbulent states in Taylor–Couette–Poiseuille flow. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 2025. 101. 109667. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatfluidflow.2024.109667>
17. Liu J., Xiao Y., Li M., Tao J., Xu S. Intermittency, moments and friction coefficient during subcritical transition in channel flow. *Entropy*, 2020. 22 (12). 1399. <https://doi.org/10.3390/e22121399>
18. Kamiński Z. Mathematical Modeling of Pneumatic Pipes in a Simulation of Heterogeneous Engineering Systems. *Journal of Fluids Engineering*, 2011. 133(12). 121401. <https://doi.org/10.1115/1.4005261>

Стаття надійшла до редакції 19.05.2025

Стаття прийнята 26.05.2025

Статтю опубліковано 20.06.2025



INCREASING THE ENERGY EFFICIENCY OF THE WORKING PROCESS OF A POSITIONING PNEUMATIC DRIVE BY OPTIMIZING THE BRAKING PROCESS

A. Rogovyi¹, M. Strizhak¹, S. Iglin¹

¹National Technical University «Kharkiv Polytechnic Institute»

Summary

The article presents a comprehensive study aimed at improving the energy efficiency of double-acting pneumatic drives through the optimization of braking coordinates during the final segment of the piston stroke. Traditional pneumatic systems widely rely on internal or external cushioning devices, which reduce impact loads but inevitably release compressed air into the atmosphere, resulting in significant energy losses. To address this limitation, the present research proposes a control strategy based on modifying the commutation scheme between cylinder chambers without using mechanical dampers. The approach enables the piston to decelerate smoothly due solely to controlled redistribution of compressed air.

The study integrates mathematical modelling of transient processes with numerical optimization techniques to determine the optimal coordinates for the beginning and end of the braking phase. A nonlinear dynamic model was developed using the equations of thermal balance for open gas cavities, the ideal gas law in differential form, and the dynamic equilibrium equation of the piston. Numerical simulations were performed using a fourth-order Runge–Kutta method. Two optimization strategies were considered: the Nelder–Mead simplex algorithm and a direct exhaustive search. The first method demonstrated limited effectiveness due to the absence of a distinct extremum in the objective function, while the exhaustive search ensured stable convergence and allowed identification of braking coordinates that minimise the final piston velocity.

The results show that the most energy-efficient braking occurs when the deceleration phase begins within the last 7.5–10% of the piston stroke and ends approximately within the final 5%. Under these conditions, the terminal velocity decreases to 0.03 m/s, which eliminates piston rebound and impact against the cylinder cap, ensuring smooth motion without the need for a cushioning device. The optimized trajectory shortens the transient time and prevents reverse piston movement, which otherwise reduces energy efficiency. Additionally, the research provides generalized design recommendations that link the braking start point to the cylinder stroke length and supply pressure, enabling engineers to apply the method without repeating numerical simulations.

The proposed methodology significantly improves the performance and energy efficiency of pneumatic drives by preventing air discharge during braking and reducing overall compressed-air consumption. The findings can be used at the design stage to select appropriate system parameters and control strategies for industrial pneumatic actuators operating under cyclic loads.

Keywords: pneumatic drive, back pressure braking, energy efficiency, transient process.

DOI <https://doi.org/10.32782/1994-4691-2025-1-75-7>

УДК 62-531.8 : 629.7.048.3

УМОВИ ДИНАМІЧНОЇ СТІЙКОСТІ ТА ЯКІСТЬ ПЕРЕХІДНИХ ПРОЦЕСІВ МЕРЕЖЕВИХ ПНЕВМАТИЧНИХ РЕГУЛЯТОРІВ ЛІТАЛЬНИХ АПАРТІВ

DYNAMIC STABILITY CONDITIONS AND QUALITY OF TRANSITION PROCESS OF AN AIRCRAFT NETWORK PNEUMATIC VALVES

О. І. Хлистун^{1*}, канд. техн. наук, доцент

ORCID: 0009-0001-9063-6066

В. М. Бадах¹, канд. техн. наук, доцент

ORCID: 0009-0009-2361-1123

Р. О. Єременко¹, старший викладач

ORCID: 0000-0001-6497-7994

¹ Державний університет «Київський авіаційний інститут»*e-mail: oleksandr.khlystun@npp.kai.edu.ua

Анотація. У статті представлено дослідження умов динамічної стійкості та якості перехідних процесів мережеских пневматичних клапанів (МПК) літальних апаратів, їх зв'язок зі структурною схемою і особливостями конструкції. Набув розвитку метод моделювання перехідних процесів у сучасних авіаційних МПК, заснований на рівняннях термодинаміки тіла змінної маси та методах теорії лінійних динамічних систем. На основі органоструктури та конструктивної схеми визначено основні збурювальні впливи на робочий процес у МПК. Розроблено математичну модель динаміки перехідних процесів, яка враховує структурну схему та особливості конструкції МПК, визначено структуру і параметри передавальної функції, розроблено алгоритми та обчислювальні програми на мові MATLAB, які дозволили виявити значення конструктивних параметрів за яких процес регулювання є стійким. Встановлено залежність показників якості та запасів стійкості перехідного процесу МПК від коефіцієнта підсилення коригувального пристрою.

Ключові слова: пневматична система, літальний апарат, клапан тиску, математична модель, передавальна функція, структурна схема, запас стійкості.

Постановка проблеми.

Мережескі пневматичні клапани регулювання тиску в пневматичних системах (ПС) літальних апаратів (ЛА) встановлюються безпосередньо в місцях відбору стисненого повітря від компресорів рушійних двигунів в системах підготовки повітря. Вони здійснюють включення та вимикання відбору повітря, підтримують завданий тиск повітря перед його транспортуванням через мережу трубопроводів до споживачів, забезпечують роботу низки життєво важливих і найбільш енергоємних бортових систем [2; 9; 10] (рис. 1). В МПК використовується в якості робочого середовища те ж повітря, параметри якого регулюються. Мережескі пневматичні клапани у найбільшій мірі задовільняють таким вимогам, як надійність, швидкодія, велика пропускна здатність, пожежна безпека, працездатність у важких умовах зовнішнього середовища (при високих рівнях температури, вібрації, ударних навантажень), мала вага і габаритні розміри, великий ресурс, при достатньо високих динамічних і статичних показниках якості регулювання.

Споживачі стисненого повітря на виході мережеских пневматичних клапанів мають низку особливостей: великі витрати потрібного для їх роботи повітря, за можливості змінення величини цих витрат у декілька разів; залежність значення регульованого параметра від висоти польоту; змінення в широких межах характеристик самого споживача; робота двох і більше МПК на спільного споживача. Параметри повітря,

відбираного від компресорів рушійних газотурбінних двигунів, характеризуються значною нестабільністю: за зміненим режимом роботи двигунів і висоти польоту, тиск відбираного повітря може змінюватися у декілька разів; в широких межах також змінюється температура цього повітря.

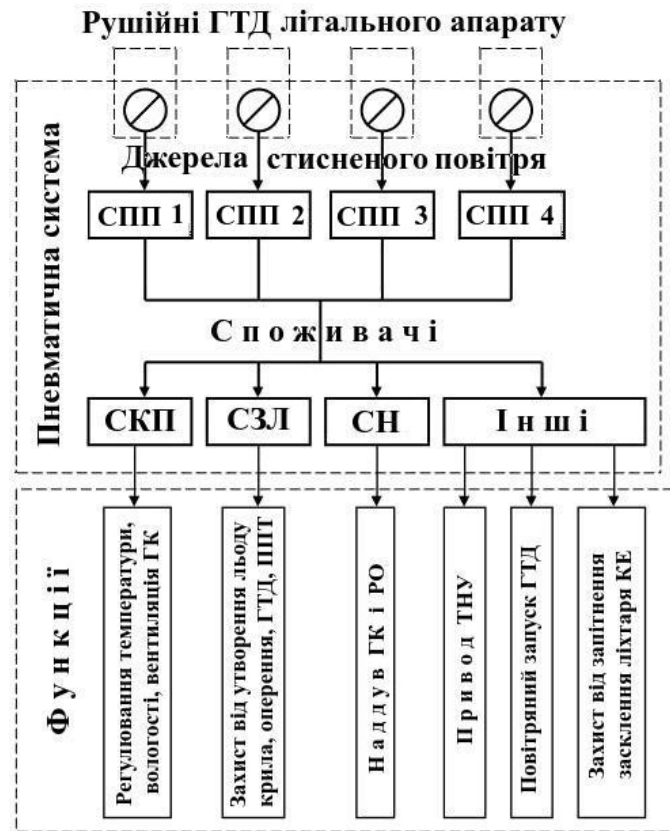


Рис. 1. Джерела та споживачі пневматичної системи ЛА:

ГТД – газотурбінний двигун; СПП – система підготовки повітря; СКП – система кондиціонування повітря; СЗЛ – система захисту від льоду; СН – система наддуву; ГК – герметична кабіна; ППТ – приймач повітряного тиску; РО – радіобладнання; ТНУ – турбонасосна установка; КЕ – кабіна екіпажу

В роботі [4] показано, що внесок витрати стисненого повітря, відбираного від рушійних двигунів ЛА, складає 85% у загальну витрату палива на перевезення і функціонування системи наддуву ГК.

Пневматична система ЛА відноситься до систем, що безпосередньо впливають на безпеку польотів, до неї висуваються підвищені вимоги до функціональних і конструктивних характеристик та надійності. Від якості регулювання параметрів повітря використовуваного для живлення таких систем як СКП, СЗЛ, СН безпосередньо залежать схемні та конструктивні рішення, надійність і ефективність цих систем.

На початкових етапах проектування МПК, до їх фізичної реалізації й випробувань, для аналізу динамічних характеристик та якості регулювання створюваного виробу, невід’ємною складовою процесу вибору схемних та конструктивних рішень є моделювання та дослідження із застосуванням комп’ютерно-інтегрованих технологій.

Аналіз останніх досліджень.

Опубліковані в останнє десятиріччя дослідження мережевих пневматичних клапанів, встановлюваних в СПП ЛА, присвячені покращенню динамічної стійкості та якості перехідних процесів мережевих пневматичних регуляторів ЛА, та вдосконаленню моделювання із застосуванням сучасних методів симуляції та аналізу з використанням КІТ.

Низка робіт присвячена як власне моделюванню та дослідженню динаміки МПК [12, 13, 15], так і ревізії та вдосконаленню використовуваних моделей для потоку газу у пневматичних клапанах [9], а також прогнозуванню стану МПК під час експлуатації [3].

У посилальних роботах в об'єкті дослідження, представленому спрощеною схемою МПК, не враховано низку принципів складових, зокрема стабілізацію тиску робочого середовища в приводі з використанням редуктора тиску. Як наслідок, їх практичне застосування в процесі розроблення виробів МПК може бути обмеженим, також не прояснюється наскільки застосовувані методи є ефективними у дослідженні дійсних конструктивних рішень.

Потреба в подальших дослідженнях у цій галузі виникає через те, що, незважаючи на наявність зусиль щодо моделювання та досліджень МПК, у відкритій літературі бракує послідовних розробок, які встановлюють умови динамічної стійкості та якості перехідних процесів мережевих пневматичних регуляторів ЛА та їх зв'язок зі структурною схемою і особливостями конструкції та забезпечують моделювання та дослідження виробів авіаційних МПК на початкових етапах їх розробки.

Методологія дослідження.

Ціль дослідження полягає у встановленні умов динамічної стійкості та якості перехідних процесів МПК ЛА, їх зв'язок зі структурною схемою і особливостями конструкції.

Завдання дослідження:

- розробити математичну модель динаміки перехідних процесів, яка враховує структурну схему та особливості конструкції МПК;
- визначити структуру та параметри передавальної функції;
- згідно математичної моделі та структурної схеми розробити алгоритми та обчислювальні програми на мові MATLAB;
- за результатами симуляції в середовищі MATLAB визначити значення конструктивних параметрів за яких процес регулювання є стійким;
- встановити залежність показників якості та запасів стійкості МПК від коефіцієнта підсилення коригувального пристрою.

Умови роботи МПК.

Типовий закон регулювання тиску повітря на виході МПК (p_p) визначається потребами споживачів пневматичної системи і представляє лінійну залежність від атмосферного тиску (p_a):

$$p_p = a \cdot p_a + b, \quad (1)$$

де a , b – постійні коефіцієнти, які визначаються вимогами забезпечення працездатності та економічності пневматичної системи ЛА.

Величина регульованого тиску може змінюватися у декілька разів, хоча швидкість його змінення значно менша за швидкість спрацьовування клапана, тому для аналізу динамічних умов процесу регулювання її поточне значення можна вважати постійним.

Регульовальною дією клапана є переміщення штока пневмоприводу. До збурювальних впливів відносяться: змінення параметрів атмосфери; змінення потоків маси і енергії на вході та на виході клапана (тиску, температури, витрати повітря); механічні впливи (інерційні, ударні і вібраційні навантаження).

Регульований об'єкт значно менш інерційний ніж ЛА, тому для аналізу динамічних умов процесу регулювання поточні параметри атмосфери можна вважати постійними.

Механічні впливи і вплив змінення температури на вході в клапан на динамічні характеристики процесу регулювання в подальшому враховувати не будемо.

Через малу інерційність джерела живлючого повітря, компресорів рушійних двигунів, та майже безінерційне включення клапана в роботу, до збурювальних впливів

Аналіз об'єкта регулювання, показує, що при значеннях перепадів тисків на регульовальній заслінці (РО на рис. 2) близьких до критичних ($p_e / p_p = 1,89$) можливе виникнення автоколиваний у стаціонарних умовах, що зумовлено утворенням та зникненням на поверхні заслінки місцевих надзвукових течій.

З органоструктурних схем МПК і редуктора тиску видно, що силовий тиск формується редуктором, який має спільне з об'єктом регулювання джерело повітря, тому перехідні процеси в редукторі і в основному регуляторі відбуваються одночасно при включенні МПК в роботу і за зміни режиму роботи рушійних двигунів. Таким чином, під час перехідного процесу в редукторі виникають коливання тиску на його виході, обумовлені коливаннями основного регулятора, який також знаходиться в стані перехідного процесу. Автоколивання регулятора тиску можуть викликатися пульсаціями тиску в пневматичній камері редуктора, які провокуються коливаннями керувального тиску, що формується основним регулятором тиску.

В МПК, конструктивну схему якого представлено на рис. 4, можна виділити узагальнений елемент який має пневматичну і механічну ланки, що характеризуються змінними стану: пневматична – тиском, механічна – лінійним переміщенням (рис. 5).

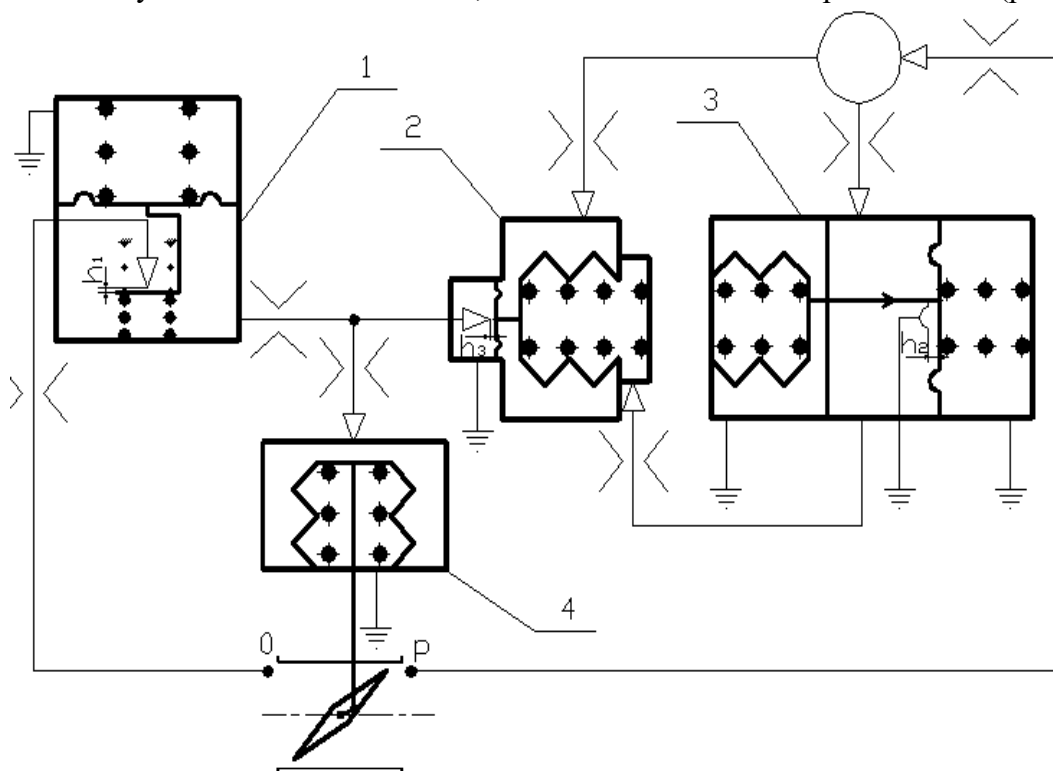


Рис. 4. Конструктивна схема мережевого регулятора тиску:

1 – редуктор; 2 – підсилювальний пристрій; 3 – пристрій завдання; 4 – виконавчий механізм

Математична модель робочого процесу МПК

Пневматична ланка. Теоретичні основи нестационарних процесів витoku газу з герметичної ємності, що живиться від джерела стисненого газу, з погляду термодинаміки тіла змінної маси представлено в роботі [5]. У роботі [1] на математичних моделях досліджено нестационарні процеси змінення тиску в герметичних відсіках ЛА. Отримані результати у достатньому для інженерних застосувань ступеню відповідають експериментальним даним.

Рівняння щодо змінення параметрів у ПК отримаємо із закону збереження маси в ємності (рис. 6), враховуючи результати, отримані в роботі [1].

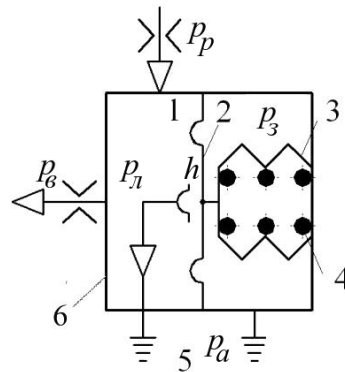


Рис. 5. Узагальнений елемент МПК: 1 – пневматична ємність; 2 – мембрана (чутливий елемент); 3 – сильфон; 4 – пружина; 5 – атмосфера; 6 – герметична оболонка; p_n – тиск повітря в ланці; p_p – тиск повітря в об'єкті регулювання; p_n – тиск повітря у виконавчому механізмі; p_a – тиск атмосферного повітря; p_3 – тиск повітря в задавальному пристрої; h – лінійне переміщення механічної ланки

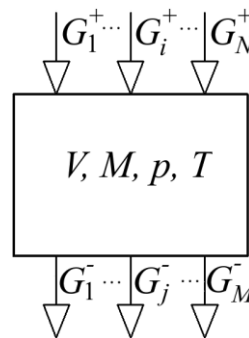


Рис. 6. Розрахункова схема пневматичної ємності

З огляду на рівняння стану ідеального газу, для маси повітря, M , в замкненому об'ємі можна записати наступні співвідношення:

$$M = \rho \cdot V \text{ або } M = \frac{\rho}{R \cdot T} \cdot V \quad (2)$$

де ρ – густина; p – тиск; T – температура, абсолютна; R – газова стала, для повітря, $R = 287$ Дж/(кг·К).

Після диференціювання рівняння (2) за часом, τ , і перетворень, отримаємо наступне рівняння:

$$\frac{\Delta p}{\Delta \tau} = \frac{R \cdot T}{V} \frac{\Delta M}{\Delta \tau} \quad (3)$$

Змінення маси повітря в ємності визначається наступним чином:

$$\frac{\Delta M}{\Delta \tau} = \sum_i G^+ - \sum_j G^- \quad (4)$$

де $\sum_i G^+$ – сума витрат повітря, що надходить у ємність; $\sum_j G^-$ – сума витрат повітря, що виходить з ємності.

Для визначення витрат повітря через пневматичні ємності ланок, наприклад, повітря надходить із ланки $i-1$ у ланку i (рис. 7), будемо використовувати наступні співвідношення:

– для докритичного режиму течії ($p_{i-1} / p_i < 1,89$):

$$(G^+)_d = a_d \cdot F_i \cdot \sqrt{p_i \cdot (p_{i-1} - p_i)} \quad (5)$$

– для критичного режиму течії ($p_{i-1} / p_i \geq 1,89$):

$$(G^+)_k = a_k \cdot F_i \cdot p_{i-1}, \quad (6)$$

де a_0 , a_k – постійні коефіцієнти, значення яких залежать від співвідношень тисків у пневматичних ємностях ланок; F_i – площа перерізу з'єднувального отвору.

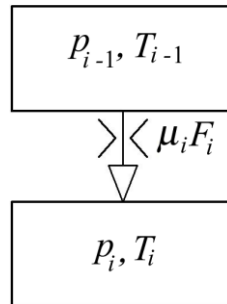


Рис. 7. До визначення витрати повітря, що надходить у пневматичну ємність

Постійні коефіцієнти у співвідношеннях (5), (6) визначаються виразами:

$$a_0 = 0,95 \cdot \mu_i \cdot \sqrt{\frac{3}{k \cdot R \cdot T}} = 0,0821 \mu_i \cdot \frac{1}{\sqrt{T}}; \quad (7)$$

$$a_k = 0,0404 \mu_i \cdot \frac{1}{\sqrt{T}}. \quad (8)$$

де μ_i – коефіцієнт витрати, який визначається втратами тиску повітря при проходженні отвору; k – показник адіабати, для повітря, $k = 1,4$.

Відповідно до співвідношень (3) – (6), рівняння змінення тиску повітря в пневматичній камері регулятора (рис. 5) можна записати у вигляді:

$$\frac{\Delta p_l}{\Delta \tau} = \frac{R \cdot T}{V} \cdot (G_p - G_e - G_a). \quad (9)$$

де p_l – тиск повітря в ланці; G_p – витрата повітря, яке надходить до ланки (з об'єкту регулювання); G_e , G_a – витрати повітря, яке виходить з ланки, відповідно, в виконавчий механізм і в атмосферу.

Тому, що p_p / p_l і $p_l / p_e < 1,89$, відповідно до (5) витрати повітря G_p і G_e визначаються наступними співвідношеннями:

$$G_p = a_p \cdot F_p \cdot \sqrt{p_l \cdot (p_p - p_l)}, \quad (10)$$

$$G_e = a_e \cdot F_e \cdot \sqrt{p_e \cdot (p_l - p_e)}, \quad (11)$$

де a_p , a_e – визначаються згідно співвідношення (7).

Тому, що $p_l / p_a \geq 1,89$, витрата G_a визначається співвідношенням (6):

$$G_a = a_a \cdot F_a \cdot p_l, \quad (12)$$

де a_a – визначається згідно співвідношення (8); F_a – площа отвору, що з'єднує ємність з атмосферою, $F_a = \pi \cdot d \cdot h$; d – діаметр отвору; h – лінійне переміщення механічної ланки.

З урахуванням виразів (10) – (12), рівняння (9) запишемо у вигляді:

$$\frac{dp_l}{d\tau} = \frac{R \cdot T}{V} \cdot \left(a_p \cdot F_p \cdot \sqrt{p_l \cdot (p_p - p_l)} - a_e \cdot F_e \cdot \sqrt{p_e \cdot (p_l - p_e)} - a_a \cdot \pi \cdot d \cdot h \cdot p_l \right). \quad (13)$$

В рівнянні (13) невідомими є тиск у ланці p_l , а також регульований тиск p_p , тиск управління p_v і лінійне переміщення h . Величини V , a_p , a_v , a_a , F_p , F_v , d – є конструктивними характеристиками ланки.

Механічна ланка. Для визначення змінної стану регулятора – лінійного переміщення – розглядається прямолінійний рух матеріальної точки еквівалентної маси, який, згідно 2-го закону Ньютона, описує рівняння:

$$m \frac{d^2 h}{d\tau^2} = \sum_i P_i, \quad (14)$$

де m – сумарна еквівалентна маса елементів механічної ланки, що беруть участь у русі; $\sum_i P_i$ – сума сил, що діють вздовж напрямку руху.

Рівняння руху мембрани регулятора (механічна ланка з лінійним переміщенням) представимо у такому вигляді:

$$m \frac{d^2 h}{d\tau^2} = P_{p(l)} + P_{p(a)c} + P_m - P_{np} - P_c - P_{p(a)m} - P_{mp}, \quad (15)$$

де m – визначається як сума мас рухомої частини мембрани та приєднаних мас пружини та сильфона; $P_{p(l)}$ – сила дії тиску в пневматичній камері на ефективну площу мембрани; $P_{p(a)c}$ – сила дії атмосферного тиску ефективну площу сильфона; P_m – сила дії мембрани; P_{np} – сила дії пружини; P_c – сила дії сильфона; $P_{p(a)m}$ – сила дії атмосферного тиску на ефективну площу мембрани; P_{mp} – сила опору руху.

Сили, що обумовлені дією тиску повітря, представимо таким чином:

$$P_{p(l)} = p_l \cdot F_m, \quad (16)$$

$$P_{p(a)c} = p_a \cdot F_c, \quad (17)$$

$$P_{p(a)m} = p_a \cdot F_m, \quad (18)$$

де F_m , F_c – ефективні площі мембрани і сильфона, відповідно.

Сили, обумовлені дією пружних елементів:

$$P_m = P_{m0} \cdot Z_m \cdot h, \quad (19)$$

$$P_{np} = P_{np0} \cdot Z_{np} \cdot h, \quad (20)$$

$$P_c = P_{c0} \cdot Z_c \cdot h, \quad (21)$$

де Z_m , Z_{np} , Z_c – жорсткості мембрани, пружини та сильфона, відповідно; P_{m0} , P_{np0} , P_{c0} – інсталяційні зусилля відповідних пружних елементів.

Силу опору руху визначатимемо відповідно до закону в'язкого тертя:

$$P_{mp} = D \frac{dh}{d\tau}, \quad (22)$$

де D – коефіцієнт в'язкого тертя.

Для постійних величин введемо наступні позначення:

$$P_0 = P_{p(a)c} + P_{m0} - P_{np0} - P_{c0} - P_{p(a)m}, \quad (23)$$

$$Z = Z_m + Z_{np} + Z_c. \quad (24)$$

З урахуванням виразів (16) – (22), позначень (23) і (24) та в результаті елементарних перетворень, рівняння (15) приймає наступний вигляд:

$$m \frac{d^2 h}{d\tau^2} = -D \frac{dh}{d\tau} + Z \cdot h + F_m \cdot p_l + P_0, \quad (25)$$

де Z , F_m , P_0 – конструктивні характеристики ланки.

Для отримання часткового рішення задачі визначення невідомих, в рівняннях (13), (25) мають бути задані умови однозначності: коефіцієнти, що представляють конструктивні характеристики ланок, і початкові значення невідомих, які визначаються як статичні значення для розрахункових умов дослідження регулятора в початковий момент часу, $\tau = 0$.

За допомогою прямого перетворення Лапласа, зв'язок між змінними стану ланок представлена у вигляді передавальних функцій [7, 15].

Пневматична ланка:

$$W_n = K_n \frac{1}{\tau \cdot \varepsilon + 1}, \quad (26)$$

де K_n – коефіцієнт підсилення пневматичної ланки; τ – постійна часу.

Механічна ланка:

$$W_m = K_m \frac{\omega^2}{s^2 + 2\zeta \cdot \omega \cdot s + \omega^2}, \quad (27)$$

де K_m – коефіцієнт підсилення механічної ланки; ζ – безрозмірний коефіцієнт згасання; ω – власна частота коливань. Постійні параметри передавальних функцій, K_n , K_m , ω , τ – є умовами однозначності, які можна визначити по конструктивних даних ланок. Безрозмірний коефіцієнт згасання ζ по конструктивних даних знайти не можливо, тому його визначають експериментально, по вимірюванням вільного руху механічної ланки. Лінійну модель механічної ланки отримано за припущенні про в'язкий характер сили опору тертя. У дійсності, при русі механічної ланки має місце «сухе тертя».

Результати дослідження.

На базі математичного описання узагальненого елемента МПК, для пневматичного редуктора тиску (ПРТ) представимо математичну модель, структурну схему та передавальну функцію, і визначимо його динамічні характеристики [6].

В ПРТ (рис. 8) чутливий елемент (ЧЕ) керує підсилювальним елементом типу "сопло-заслінка", змінюючи прохідний переріз живлючого сопла, таким чином, що тиск на виході пневматичної камери (ПК) підтримується відповідно до завдання. Заданий рівень тиску на виході редуктора формується жорсткістю чутливого елемента та силою тиску всередині нього.

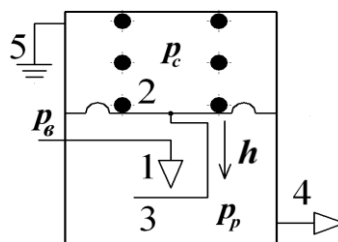


Рис. 8. Конструктивна схема редуктора тиску: 1 – сопло живлення; 2 – мембрана (ЧЕ); 3 – пневматична камера; 4 – вихідний отвір; 5 – атмосфера

Динамічні характеристики пневматичного редуктора тиску.

У системі ПРТ виділимо пневматичну ланку – ПК, змінною стану якої є вихідний тиск редуктора, і механічну ланку – ЧЕ із приєднаними масами, змінної стану якого є лінійне переміщення.

Рівняння ланки для пневматичної камери:

$$\frac{\Delta p_p}{\Delta t} = \frac{R \cdot T}{V} \cdot (G_в - G_p), \quad (28)$$

де p_p – регульований тиск; t – поточний час; G_e , G_p – витрата живлючого повітря та витрата повітря на виході ПК.

У соплі живлення надзвуковий режим течії повітря ($p_e / p_p \geq 1,89$), тому витрата живлючого повітря визначимо за виразом:

$$G_e = 0,0404 \mu_e \cdot F_e \cdot \frac{1}{\sqrt{T}} \cdot p_e, \quad (29)$$

тут коефіцієнт витрати μ_e може бути визначений за коефіцієнтом гідравлічного опору магістралі живлення; F_e – площа перерізу сопла живлення, для круглого отвору, $F_e = 2\pi \cdot r_e \cdot h$, r_e – радіус сопла живлення, h – лінійне переміщення (змінна стану).

Витрата повітря на виході ПК:

$$G_p = 0,0404 \mu_p \cdot F_p \cdot \frac{1}{\sqrt{T}} \cdot p_p, \quad (30)$$

тут коефіцієнт витрати μ_p може бути визначений за коефіцієнтом гідравлічного опору на виході ПК; F_p – площа отвору на виході ПК, для круглого отвору, $F_p = 2\pi \cdot r_p^2$.

Рівняння (28), після підстановки в нього виразів (29), (30), набуває вигляду:

$$\frac{dp_p}{dt} = 72,9 \mu_e \cdot r_e \cdot \frac{\sqrt{T}}{V} \cdot p_e \cdot h - 36,4 \mu_p \cdot r_p \cdot \frac{\sqrt{T}}{V} \cdot p_p, \quad (31)$$

тут коефіцієнти витрати μ_e , μ_p ; радіуси отворів r_e , r_p , і об'єм V – конструктивні параметри редуктора, які мають постійні значення. Рівняння ланки отримано за припущення про ізотермічність процесу змінення тиску в ПК, $T = \text{const}$. Зазвичай швидкість змінення тиску повітря живлення p_e , набагато менша швидкості змінення тиску в ПК, тому можна припустити, що $p_e = \text{const}$ (при регулюванні може мати різні значення в певному діапазоні, що характеризує джерело живлючого повітря).

Рівняння ланки для пневматичної камери (31) в результаті елементарних перетворень та введення позначень набуває вигляду:

$$\tau \frac{dp_p}{dt} = K_p \cdot h, \quad (32)$$

де

$$\tau = 0,0275 \frac{V}{\mu_p \cdot r_p^2 \cdot \sqrt{T}}, \quad K_p = 2 \frac{\mu_e \cdot r_e}{\mu_p \cdot r_p^2} \cdot p_e \quad (33)$$

Рівняння пневматичної ланки у вигляді (32) пов'язує змінні стану ПРТ, p_p та h , і є диференціальним рівнянням з постійними коефіцієнтами, лінійним щодо цих змінних. До цього рівняння можна застосувати перетворення Лапласа.

Рівняння ланки для ЧЕ можна записати у наступному вигляді:

$$m \frac{d^2 h}{dt^2} = P_{ЧЕ} + P_a - P_p - P_{mp}, \quad (34)$$

тут m – маса механічної ланки; $P_{ЧЕ}$ – сила пружності ЧЕ; P_a – сила, обумовлена дією тиску всередині ЧЕ; P_p – сила, обумовлена дією регульованого тиску в ПК; P_{mp} – сила опору руху ЧК. Ці сили визначаються відповідно до математичної моделі робочого процесу МПК. У рівнянні (34) не враховано дію динамічного напору струменю на виході сопла живлення.

В результаті елементарних перетворень і введення відповідних позначень, рівняння (34) запишемо в стандартному вигляді:

$$\frac{d^2 h}{dt^2} + 2\zeta \cdot \omega_n \frac{dh}{dt} + \omega_n^2 \cdot h = K_c \cdot \omega_n^2 \cdot p_p, \quad (35)$$

тут

$$\zeta = \frac{D}{2\sqrt{Z_{ЧЕ} \cdot m}}, \omega_n = \sqrt{\frac{Z_{ЧЕ}}{m}}, K_c = \frac{F_{ЧЕ}}{Z_{ЧЕ}}, \quad (36)$$

де $Z_{ЧЕ}$, $F_{ЧЕ}$ – жорсткість і площа чутливого елемента (мембрани), конструктивні параметри.

Рівняння (35) зв'язує прирощення лінійного переміщення ЧЕ h з прирощенням регульованого тиску p_p і є диференціальним рівнянням з постійними коефіцієнтами, лінійним відносно змінних стану.

За допомогою прямого перетворення Лапласа взаємозв'язок змінних стану ланок представимо у вигляді передавальних функцій.

Передавальну функцію ПК отримаємо в результаті перетворення Лапласа рівняння (32):

$$W_{ПК} = K_p \frac{1}{\tau \cdot s + 1}, \quad (37)$$

яка є добутком передавальних функцій послідовно з'єднаних ланок – підсилювальної та аперіодичної.

Передавальну функцію ЧЕ отримаємо в результаті перетворення Лапласа рівняння (35):

$$W_{ЧЕ} = K_c \frac{\omega_n^2}{s^2 + 2\zeta \cdot \omega_n \cdot s + \omega_n^2}, \quad (38)$$

яка є добутком передавальних функцій послідовно з'єднаних ланок – підсилювальної та коливальної.

По передавальним функціям (37) і (38) побудуємо структурну схему (рис. 9) и передавальну функцію ПРТ.

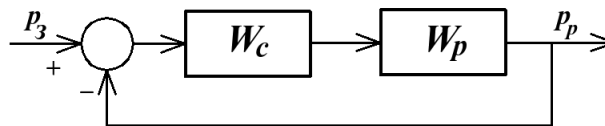


Рис. 9. Структурна схема пневматичного редуктора тиску

Редуктор тиску є системою автоматичного регулювання прямої дії з одиничним негативним зворотним зв'язком. Функції пристрою порівняння (суматор) та коригувального пристрою (підсилювальна ланка) виконує чутливий елемент. До об'єкта регулювання віднесена виконавча частина чутливого елемента та пневматична камера.

Передавальну функцію коригувального пристрою представляє коефіцієнт підсилення ЧЕ:

$$W_c = K_c, \quad (39)$$

Передавальна функція об'єкта регулювання ПРТ визначається передавальними функціями ПК та коливальної ланки ЧЕ:

$$W_p = K_p \frac{1}{\tau \cdot s + 1} \frac{\omega_n^2}{s^2 + 2\zeta \cdot \omega_n \cdot s + \omega_n^2}, \quad (40)$$

Передавальна функція ПРТ з урахуванням зворотного зв'язку в загальному вигляді має вигляд:

$$T(s) = \frac{P_p(s)}{P_3(s)} = \frac{W_c(s) \cdot W_p(s)}{1 + W_c(s) \cdot W_p(s)}, \quad (41)$$

де $P_p(s)$, $P_z(s)$ – перетворення Лапласа входу (завдання) та виходу (регульованого значення) системи.

Характеристичне рівняння системи з передавальною функцією вигляду (41) записується наступним чином:

$$1 + W_c(s) \cdot W_p(s) = 0. \quad (42)$$

Після підстановки в рівняння (42) виразів (39) і (40), отримаємо розгорнуте представлення характеристичного рівняння системи ПРТ:

$$1 + K_c \cdot K_p \cdot \frac{\omega_n^2}{\tau} \cdot \frac{1}{\left(s + \frac{1}{\tau}\right) \cdot (s^2 + 2\zeta \cdot \omega_n \cdot s + \omega_n^2)} = 0, \quad (43)$$

Отримане характеристичне рівняння може бути використане для аналізу стійкості та дослідження динамічних характеристик системи редуктора тиску при доборі значень конструктивних параметрів, що забезпечують задані значення цих характеристик.

Умови динамічної стійкості та якість перехідного процесу ПРТ.

Згідно математичної моделі та структурної схеми ПРТ розроблено алгоритм і обчислювальна програма на мові MATLAB, з використанням інструментарію Control System Toolbox [8], в середовищі MATLAB проведено дослідження умов динамічної стійкості та якості перехідних процесів ПРТ.

За конструктивними даними редуктора тиску, що встановлюється в пневматичній системі ЛА (табл. 1), визначено параметри передавальних функцій пневматичної камери та чутливого елемента.

Таблиця 1. Конструктивні дані досліджуваного мережевого пневматичного клапана

№ п/п	Назва параметра	Позначення	Одиниці	Значення
1.	Тиск відбираного повітря*	p_e	мПа	1,0
2.	Температура відбираного повітря	T	К	493
3.	Радіус живлючого сопла	r_v	м	0,0025
4.	Радіус вихідного отвору ПК	r_p	м	0,0012
5.	Об'єм пневматичної камери	V	м ³	$1,9 \cdot 10^{-5}$
6.	Маса механічної ланки	m	кг	0,0438
7.	Жорсткість чутливого елемента	$Z_{че}$	Н/м	$2,95 \cdot 10^4$
8.	Площа чутливого елемента	$F_{че}$	м ²	$1,61 \cdot 10^{-4}$
9.	Коефіцієнт підсилення ПК	K_p	–	$3,5 \cdot 10^3 p_n$
10.	Постійна часу пневматичної ланки	τ	с	0,02
11.	Безрозмірний коефіцієнт згасання	ζ	–	0.707

*Розрахункове значення тиску відбираного повітря; дійсне значення p_e змінюється в залежності від режиму роботи двигуна і висоти польоту від 0,4 до 1,4 мПа.

По характеристичному рівнянню, для коефіцієнта підсилення системи K_c побудований кореневий годограф (рис. 10). Встановлено область значень K_c , в якій процес регулювання редуктора тиску є стійким: $K_c < 7,1 \cdot 10^{-9}$ м/Па.

Для значень K_c з цієї області: $K_c = 10^{-9}$, $2 \cdot 10^{-9}$, $5 \cdot 10^{-9}$, визначено показники якості процесу регулювання при одиничному східчастому впливі [6]: максимум перерегулювання σ_{\max} ; усталена похибка регулювання ε_{∞} ; час регулювання t_p .

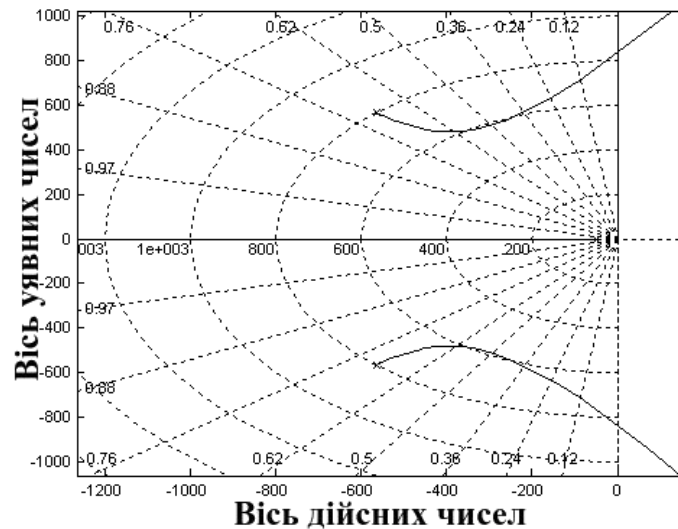


Рис. 10. Кореневий годограф для коефіцієнта підсилення редуктора тиску

Для табличних значень коефіцієнта підсилення системи K_c побудовано графіки перехідних функцій системи за часом при вхідному одиничному східчастому впливі (рис. 11).

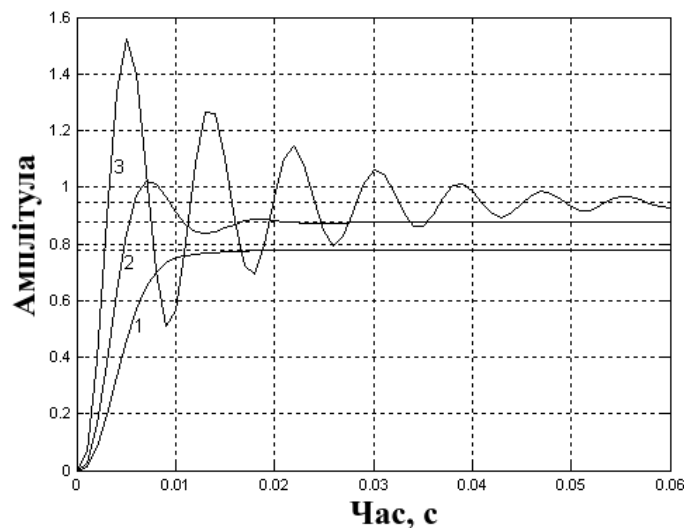


Рис. 11. Реакція редуктора тиску на одиничний східчастий вплив для різних значень коефіцієнта підсилення системи K_c : $1 - 10^{-9}$, $1 - 2 \cdot 10^{-9}$, $1 - 5 \cdot 10^{-9}$

Аналіз отриманих результатів (табл. 2, рис. 11) показує, що для різних коефіцієнтів підсилення системи з області значень K_c , в якій процес регулювання редуктора тиску є стійким, ПРТ має зовсім відмінних характер реакції на одиничний східчастий вплив.

Таблиця 2. Показники якості процесу регулювання ПРТ

№ п/п	K_c , м/Па	σ_{\max} , %	t_p , с	ϵ_{∞} , %
1.	10^{-9}	0	0,01	22
2.	2×10^{-9}	2,5	0,02	12,5
3.	5×10^{-9}	52	0,06	5,4

За значення K_c , близького до межі стійкості ($K_c = 5 \cdot 10^{-9}$), спостерігається сильно коливальна реакція з великим максимум перерегулювання та відносно великим часом

регулювання. При цьому значення усталеної похибки регулювання найменше та задовільне.

При достатньо малому значенні коефіцієнта підсилення ($K_c = 10^{-9}$), спостерігається суто аперіодична реакція, за відсутності коливальності та, відповідно, перерегулювання, з великим, незадовільним значенням усталеної похибки регулювання, хоча, з найменшим часом регулювання.

За проміжного значення ($K_c = 2 \cdot 10^{-9}$), ПРТ демонструє слабку коливальну реакцію з невеликим максимум перерегулювання та малим часом регулювання. При цьому усталена похибка регулювання має достатньо велике значення.

З огляду на якість перехідного процесу ПРТ, з розглянутих значень коефіцієнта підсилення системи найбільш прийнятним є значення $K_c = 2 \cdot 10^{-9}$. Для цього випадку покращення усталеної похибки регулювання можна здійснювати двома шляхами:

- 1) відповідним підбором конструктивних параметрів ПРТ;
- 2) попереднім налаштуванням завдання регульованого тиску на виході ПРТ на дещо більше значення.

Висновки.

В представленій роботі набув розвитку метод моделювання перехідних процесів у сучасних авіаційних мережевих пневматичних регуляторах, заснований на рівняннях термодинаміки тіла змінної маси та методах теорії лінійних динамічних систем, який встановлює умови динамічної стійкості та якості перехідних процесів, їх зв'язок зі структурною схемою і особливостями конструкції.

Визначено основні збурювальні впливи на робочий процес у мережевих пневматичних клапанів – змінення тиску і витрати повітря на вході регулятора під час включення регулятора в роботу та за зміненим режиму роботи двигунів.

За конструктивними даними редуктора тиску, встановлюваного в пневматичній системі ЛА, визначено параметри передавальних функцій пневматичної камери та чутливого елемента. Згідно з характеристичним рівнянням, для коефіцієнта підсилення системи виявлено область значень, в якій процес регулювання редуктора тиску є стійким. Встановлено, що змінення коефіцієнта підсилення коригувального пристрою суттєво впливає як на показники якості, так і на запаси стійкості регулятора та системи в цілому.

Представлена модель регулятора може бути застосована для оптимізації якості його перехідного процесу шляхом аналізу конструктивної схеми та визначення необхідних значень параметрів структурних елементів регулятора.

В подальших дослідженнях доцільно уточнити математичну модель мережевих пневматичних регуляторів з урахуванням нелінійності опору тертя на основі експериментального визначення його типу та параметрів.

Список використаних джерел.

1. Хлисту́н О.І. Розробка засобів і методів підвищення ефективності систем кондиціонування повітря транспортних літаків: Автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.07.01. Київський інститут інженерів цивільної авіації, Київ, 1993. 17 с.
2. Aviation Maintenance Technician Handbook – Airframe: FAA-H-8083-31B. U.S. Department of Transportation, Federal Aviation Administration, Flight Standards Service, 2023. 1052 p.
3. Baptista M.L., Prendinger H. Aircraft Engine Bleed Valve Prognostics Using Multiclass Gated Recurrent Unit. *Aerospace*, 2023. 10. 354. 24 p. <https://doi.org/10.3390/aerospace10040354>
4. Bender D. Exergy-Based Analysis of Aircraft ECS and its Integration into Model-Based Design. Doctoral thesis, Technische Universität, Berlin, Bundesrepublik Deutschland, 2019. 140 p.
5. Çengel Y.A., Boles M.A., and Kanoğlu M. Thermodynamics: An engineering approach, 9th edition. McGraw-Hill Education, New York, 2019. 984 p.

6. Franklin G. F., Powell J.D., and Emami-Naeini A. Feedback Control of Dynamic Systems, 8th ed. Pearson Education Limited, New York, 2020. 924 p.
7. Karnopp D.C., Margolis D.L., and Rosenberg R.C. System dynamics: Modeling, simulation, and control of mechatronic systems, 5th ed. John Wiley & Sons, Inc. Hoboken, NJ, 2012. 639 p.
8. Klee H., and Allen R. Simulation of Dynamic Systems with MATLAB and Simulink, 3rd ed. Taylor & Francis, CRC Press, Boca Raton, FL, 2018. 842 p.
9. Koury Costa, G. Modelling Air Flow through Pneumatic Valves: A Brief Review with an Experimental Case Study. *Eng.*, 2023. 4. 2601–2614. <https://doi.org/10.3390/eng4040149>
10. Lombardo, D. Advanced aircraft systems. McGraw-Hill, Inc., TAB Books, New York, NY, 1993. 365 p.
11. Moir I., and Seabridge A. Aircraft Systems: Mechanical, electrical, and avionics subsystems integration, 3rd ed. John Wiley & Sons, Ltd., Chichester, West Sussex, England, 2008. 505 p.
12. Pollok A. Modelling and control of aircraft environmental control systems. Doctoral thesis. Politecnico di Milano, Milan, Italy, 2017. 119 p. <https://elib.dlr.de/119309/1/thesis.pdf>
13. Pollok A., and Casella F. Modelling and simulation of self-regulating pneumatic valves. *Mathematical and Computer Modelling of Dynamical Systems*, 2017. 23 (3). 243–261. <http://dx.doi.org/10.1080/13873954.2017.1298623>
14. Watton, J. Fundamentals of Fluid Power Control. Cambridge University Press, Cambridge, UK, 2009. 493 p.
15. Yang F., Wang M., Liu Y., Guo Z., and Yue L. Modelling and Transmission Characteristics Analysis of APU Pneumatic Servo System. *Aerospace*, 2024, 11 (868). 18. <https://doi.org/10.3390/aerospace11110868>

Стаття надійшла до редакції 08.05.2025

Стаття прийнята 15.05.2025

Статтю опубліковано 20.06.2025



DYNAMIC STABILITY CONDITIONS AND QUALITY OF TRANSITION PROCESS OF AN AIRCRAFT NETWORK PNEUMATIC VALVES

O. Khlystun¹, V. Badakh¹, R. Yeremenko¹

¹ State University "Kyiv Aviation Institute"

Summary

The article presents a study of the conditions of dynamic stability and quality of transient processes of network pneumatic valves (NPV) of aircraft, their relationship with the structural scheme and design features. A method of modeling transient processes in modern aviation NPV has been developed, based on the equations of thermodynamics of a body of variable mass and methods of the theory of linear dynamic systems. Based on the organizational structure and structural scheme, the main disruptive influences on the work process in the NPV were identified. A mathematical model of the dynamics of transient processes has been developed, which is presented in the form of a system of pneumatic and mechanical links with lumped parameters, and takes into account the structural scheme and design features of the NPV; the structure and parameters of the transfer function have been determined; algorithms and computational programs in the MATLAB language have been developed, which allowed us to identify the values of the design parameters for which the control process is stable. According to the design data of the pressure reducer installed in the aircraft pneumatic system, the parameters of the transfer functions of the pneumatic chamber and the sensitive element are determined. According to the characteristic equation, for the system gain coefficient (SGC), a root hodograph is constructed and the region of positive values of SGC is established, in which the process of regulating the pressure reducer is stable. It is shown that changing the gain of the correction device significantly affects the quality indicators and stability reserves of the regulator and the system as a whole. The obtained estimates of the quality of the regulation process show that the presented regulator model can be used to optimize the quality of its transient process by selecting the necessary values of the parameters of the structural elements of the regulator.

Keywords: pneumatic system, aircraft, pressure valve, mathematical model, transfer function, structural diagram, stability margin.

DOI <https://doi.org/10.32782/1994-4691-2025-1-75-8>
УДК 510.621.9

ОСОБЛИВОСТІ КІНЕМАТИКИ СИСТЕМИ ПРИВОДІВ ПОБУДОВАНОЇ НА ОСНОВІ МЕХАНІЗМУ- ГЕКСАПОДУ

FEATURES OF THE KINEMATICS OF THE DRIVE SYSTEM BUILT ON THE BASIS OF THE HEXAPOD MECHANISM

Струтинський В.Б. д-р техн. наук, професор

ORCID: 0000-0001-7167-0085

Національний технічний університет України «КПІ ім. Ігоря Сікорського»

e-mail: vbstrutynskiy@gmail.com

Анотація. Стаття присвячена дослідженню особливостей кінематики системи приводів побудованої на основі механізму-гексаподу. Наведено ряд кінематичних схем приводів. Запропоновані загальні методи визначення особливостей кінематики просторової системи приводів. Розроблене алгоритмічне і програмне забезпечення для розрахунку геометричного положення, швидкостей та пришвидшень просторової системи приводів. Результати розрахунків підтверджені макетуванням та апробовані розробленням і виготовленням дослідного та експериментального зразків системи приводів побудованої на основі механізму-гексаподу.

Ключові слова: система приводів, гексапод, кінематика, матриця, моделювання, просторові рухи, переміщення, макетування, експериментальний зразок.

Постановка проблеми.

Просторова система приводів переміщує платформу повертаючи її довільним чином. Положення платформи характеризується трьома декартовими координатами переміщення деякої точки платформи та трьома кутовими координатами. Всі шість координат в комплексі формують переміщення кожної окремої точки платформи системи приводів на основі механізму-гексаподу. Тому дослідження особливостей змін в часі координат (декартових і кутових) системи приводів на основі механізму - гексаподу не можуть бути проведені окремо. Їх необхідно проводити в комплексі застосувавши апарат матричного числення.

Аналіз останніх досліджень.

В останніх дослідженнях і публікаціях [1] наведено ряд прогресивних конструкцій систем приводів. Найважливіша значна кількість публікацій, в яких розглянуті схемні та конструктивні рішення системи приводів [2]. Як правило досліджуються системи розімкненого типу [3]. В ряді робіт розглянуті системи приводів на основі механізмів із паралельною кінематикою [4]. В публікаціях наведені технічні характеристики механізмів із паралельною кінематикою [5]. Вказані переваги даних механізмів, зокрема підвищена жорсткість [6], а також високі показники динамічної якості [7]. В ряді робіт наведені методи та напрямки аналітичних досліджень [8]. Розглянуті результати експериментальних досліджень [9]. Наведені методики експериментальних досліджень та апаратура [10]. Для спрощення обчислень використовуються штучні нейронні мережі [11]. Вказано на переваги та недоліки даних методів [12]. Основним методом досліджень наведеним в літературних джерелах є математичне моделювання [13]. Застосовуються спеціальні методи, наприклад гіперспектральний аналіз процесів [14]. В ряді робіт розглянуті питання точності системи приводів на основі механізму-гексаподу [15]. Розглянуті характеристики окремих елементів системи приводів [16].

Наведені системи приводів спеціального призначення [17].

Не дивлячись на значну кількість публікацій ряд проблем взагалі не знайшла свого рішення або розглянута частково (для конкретних умов) і потребує узагальнення. Саме до таких проблем належить питання визначення особливостей кінематичних параметрів системи приводів на основі механізму–гексаподу [18]. В інформаційних джерелах відсутній надійний математичний апарат для розрахунку кінематики, зокрема траєкторій руху, швидкостей та пришвидшень елементів системи приводів на основі механізму–гексаподу у реальному часі. Такий розрахунок є необхідним для забезпечення роботи інформаційної та керуючої систем приводів, які здійснюють управління рухом одночасно за всіма координатами та реалізують різні закони переміщень [19].

Методологія дослідження.

Метою досліджень є визначення особливостей кінематики системи приводів на основі механізму – гексаподу та розробка алгоритмічного й програмного забезпечення для розрахунку геометричного положення, швидкостей та пришвидшень елементів системи приводів.

Для досягнення мети поставлені і вирішені наступні завдання

1. Формування загального підходу до опису кінематики системи приводів на основі механізму – гексаподу.
2. Алгоритмічне та програмне забезпечення математичного моделювання геометричного положення, швидкостей та пришвидшень системи приводів.
3. Апробація одержаних результатів шляхом макетування, дослідження спеціального дослідного зразка та розроблення експериментального зразка системи приводів на основі механізму – гексаподу.

В процесі досліджень використані, в основному теоретичні методи на основі матричного числення. Теоретичні положення апробовані макетуванням та розробленням, виготовленням та дослідженням ряду макетних та експериментальних зразків системи приводів побудованої на основі механізму–гексаподу.

Системи приводів на основі механізму–гексаподу та загальні підходи до опису їх кінематики

Система приводів на основі механізму – гексаподу має нерухомі сферичні опори розташовані на нерухомій основі по витягнутому правильному шестиграннику (рис. 1).

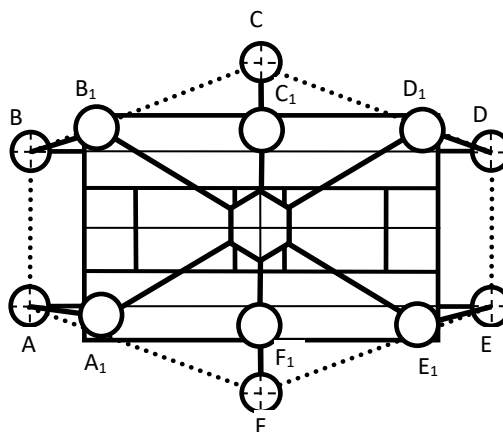


Рис. 1. Механізм гексапод в якому нерухомі сферичні опори розташовані по вершинам правильного шестигранника (показано пунктиром), а рухома платформа має 4 довгих та 2 коротких кронштейни

Платформа механізму має симетрично розташовані чотири довгі і два короткі кронштейни. В середньому положенні механізм–гексапод має симетричну схему реалізацій із двома осями симетрії [20].

Для уникнення сингулярних положень механізму кронштейни на платформі встановлено на різній висоті (рис. 2).

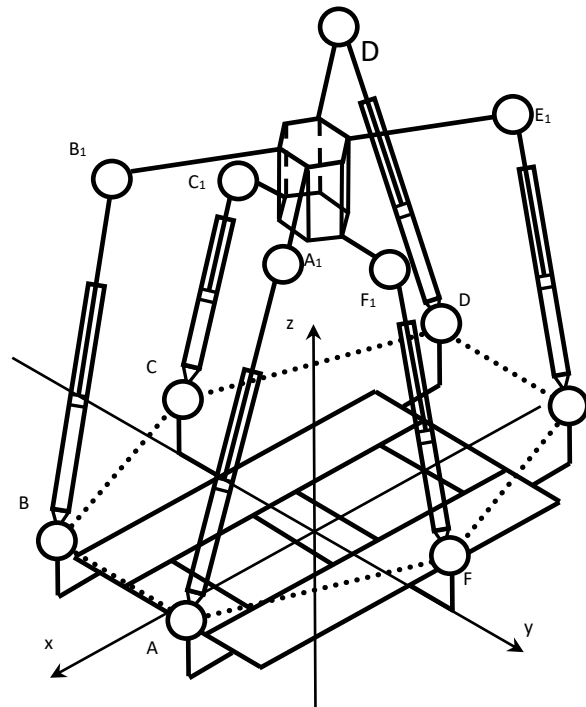


Рис. 2. Просторове зображення схемного рішення системи приводів на основі механізму – гексаподу

Дана конструктивна схема системи приводів є перспективною. Вона може бути вдосконалена правильним вибором висоти нерухомих сферичних шарнірів та раціональним розташуванням кронштейнів.

Для визначення кінематичних характеристик системи приводів на основі механізму–гексаподу реалізовано інверсну задачу кінематики, для розв’язку якої не є суттєвими кількість гідроциліндрів, що утримують платформу, та методи регулювання положення платформи. Інверсна задача кінематики полягає в тому, що за заданим законом руху платформи (x -координатам) визначаються геометричні та кінематичні параметри механізму, зокрема – закон, $L = L(x)$ за яким змінюються L -координати, тобто довжина гідроциліндрів. З цією метою математично описано просторове переміщення твердого тіла – рухомої платформи в евклідовому векторному просторі.

Вихідною системою координат є нерухома система декартових прямокутних координат X, Y, Z пов’язані з базовою платформою (рис. 3, б).

В полюсі платформи p розміщено центр паралельно зміщеної системи координат x, y, z осі якої колінеарні відповідним осям нерухомої системи координат. Платформа системи приводів на основі механізму–гексаподу при своєму просторовому переміщенні повертається відносно полюса p . Таким чином положення твердого тіла – платформи визначається декартовими координатами полюса p та кутами, що характеризують обертання платформи навколо полюса (x -координатами). Із платформою зв’язана рухома система координат x', y', z' . Осі даної системи координат зміщені і повернуті відносно осей нерухомої системи координат X, Y, Z , а також повернуті таким самим чином відносно осей паралельно зміщеної системи координат x, y, z .

Зв’язок між координатами довільної точки нерухомої і повернутої систем координат встановлюється напрямними косинусами, які утворюють матрицю:

$$[c_{ij}] = \begin{bmatrix} c_{11} & c_{12} & c_{13} \\ c_{21} & c_{22} & c_{23} \\ c_{31} & c_{32} & c_{33} \end{bmatrix}$$

де $c_{ij} = \cos(\rho x_i, \rho x_j')$, $i, j = 1, 2, 3$.

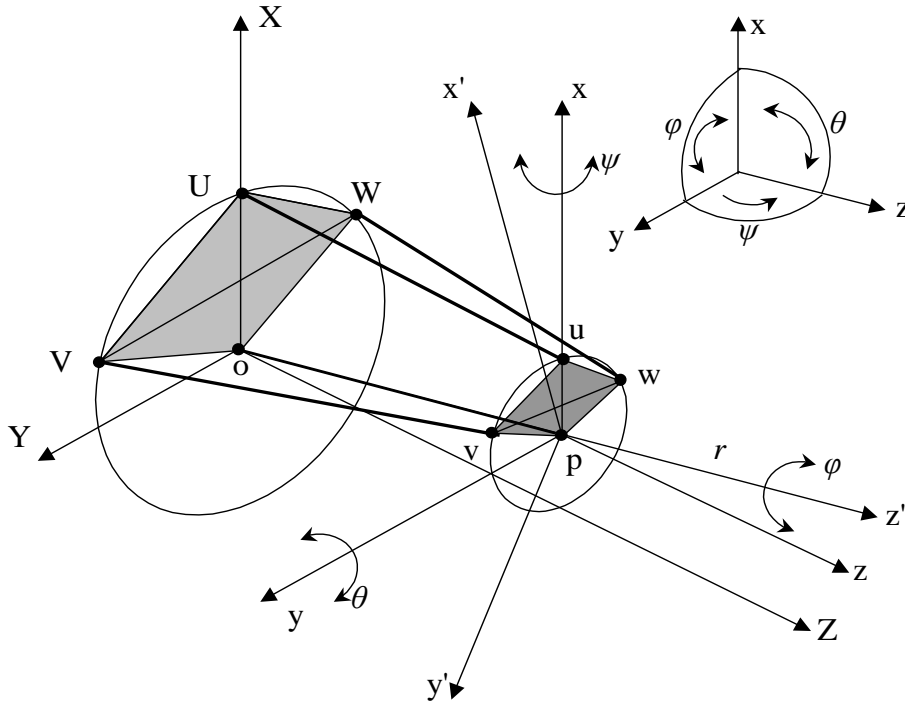


Рис. 3. Геометрична схема та системи координат, які характеризують просторове положення платформи системи приводів

Для скорочення позначено:

$$x_1 = x, \quad x_2 = y, \quad x_3 = z, \quad x_1' = x', \quad x_2' = y', \quad x_3' = z'$$

Використання напрямних косинусів дозволяє знайти координати деякої точки M платформи в нерухомій системі координат через координати точки в повернутій системі координат згідно залежності:

$$x_i' = \sum_{j=1}^3 c_{ij} x_j$$

Матриця напрямних косинусів є симетричною і загалом визначається лише трьома незалежними параметрами.

В якості таких параметрів вибирається відповідна система кутів Ейлера.

При цьому матриця напрямних косинусів подається у вигляді добутку трьох ортогональних матриць:

$$[c_{ij}] = A_1(\psi)A_2(\theta)A_3(\varphi) \text{ або } [c_{ij}] = B_1(\alpha)B_2(\beta)B_3(\gamma),$$

де A_1, A_2, A_3 – матриці, кожна із яких залежить від відповідного кута Ейлера із системи кутів Ейлера ψ, θ, φ ; B_1, B_2, B_3 – ортогональні матриці, які залежать від системи кутів Ейлера α, β, γ .

Повернута система координат згідно даних кутів Ейлера одержана із нерухомої системи шляхом трьох послідовних поворотів платформи системи приводів відносно осей нерухомої системи координат.

Перетворення координат вектора при повороті платформи, який описано системою кутів Ейлера ψ, θ, φ забезпечується матрицями

$$A_1(t) = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos(\psi(t)) & -\sin(\psi(t)) \\ 0 & \sin(\psi(t)) & \cos(\psi(t)) \end{pmatrix}, \quad A_2(t) = \begin{pmatrix} \cos(\Theta(t)) & 0 & \sin(\Theta(t)) \\ 0 & 1 & 0 \\ -\sin(\Theta(t)) & 0 & \cos(\Theta(t)) \end{pmatrix},$$

$$A_3(t) = \begin{pmatrix} \cos(\varphi(t)) & -\sin(\varphi(t)) & 0 \\ \sin(\varphi(t)) & \cos(\varphi(t)) & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}$$

Для гармонічних змін кутів Ейлера ψ , Θ , φ сумарний поворот системи координат, жорстко зв'язаної з платформою визначиться символічною матрицею:

$$A(t) \rightarrow \begin{pmatrix} \cos(\sin(2 \cdot \pi \cdot t)) & 0 & \sin(\sin(2 \cdot \pi \cdot t)) \\ \sin(\sin(2 \cdot \pi \cdot t))^2 & \cos(\sin(2 \cdot \pi \cdot t)) & -\sin(\sin(2 \cdot \pi \cdot t)) \cdot \cos(\sin(2 \cdot \pi \cdot t)) \\ -\sin(\sin(2 \cdot \pi \cdot t)) \cdot \cos(\sin(2 \cdot \pi \cdot t)) & \sin(\sin(2 \cdot \pi \cdot t)) & \cos(\sin(2 \cdot \pi \cdot t))^2 \end{pmatrix}$$

Загальна матриця напрямних косинусів для системи кутів Ейлера α , β , γ , які змінюються за законом

$$\alpha(t) = \sin(2\pi t), \quad \beta(t) = \sin(2\pi t), \quad \gamma(t) = 0$$

має вигляд:

$$B(t) \rightarrow \begin{pmatrix} \cos(\sin(2\pi t))^2 & -\sin(\sin(2\pi t)) & \cos(\sin(2\pi t)) \cdot \sin(\sin(2\pi t)) \\ \cos(\sin(2\pi t)) \cdot \sin(\sin(2\pi t)) & \cos(\sin(2\pi t)) & \sin(\sin(2\pi t))^2 \\ -\sin(\sin(2\pi t)) & 0 & \cos(\sin(2\pi t)) \end{pmatrix}$$

Другий поворот системи координат на кут β відносно нового положення осі y , тобто відносно y_1 – лінії, яка є лінією вузлів, змінює положення осі платформи. В цій системі кутів Ейлера здійснюються послідовні повороти системи координат, жорстко зв'язаної з платформою, навколо осей z , нового положення осі y – осі y_1 , та нового положення осі z – z_2 на відміну від послідовного повороту навколо нерухомих осей X , Y , Z в системі кутів ψ , Θ , φ .

Поворот платформи у тривимірному просторі можна розглядати як обертання кожного радіуса вектора точок платформи навколо деякої осі L , точки якої є інваріантними (рис. 4).

Кут повороту платформи δ навколо даної осі визначається матрицею напрямних косинусів згідно співвідношень:

$$\cos \delta = \frac{1}{2} [Tr(c_{ij}) - 1] = \frac{1}{2} (c_{11} + c_{22} + c_{33} - 1),$$

де $Tr(c_{ij})$ – слід (спур) матриці напрямних косинусів.

Загальна матриця повороту платформи :

$$[c_{ij}] = \cos \delta \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} + (1 - \cos \delta) \begin{bmatrix} c_1^2 & c_1 c_2 & c_1 c_2 \\ c_2 c_1 & c_2^2 & c_2 c_3 \\ c_3 c_1 & c_3 c_2 & c_3^2 \end{bmatrix} + \sin \delta \begin{bmatrix} 0 & -c_3 & c_2 \\ c_3 & 0 & -c_1 \\ -c_2 & c_1 & 0 \end{bmatrix}$$

Обертання платформи відносно нерухомої системи координат доцільно визначити чотирма параметрами Ейлера λ , μ , ν , ρ . Вони зв'язані із параметрами, що характеризують вісь обертання згідно залежностей:

$$\lambda_1 = c_1 \sin \frac{\delta}{2}, \quad \mu = c_2 \sin \frac{\delta}{2}, \quad \nu = c_3 \sin \frac{\delta}{2}, \quad \rho = \cos \frac{\delta}{2}, \quad \lambda^2 + \mu^2 + \nu^2 + \rho^2 = 1.$$

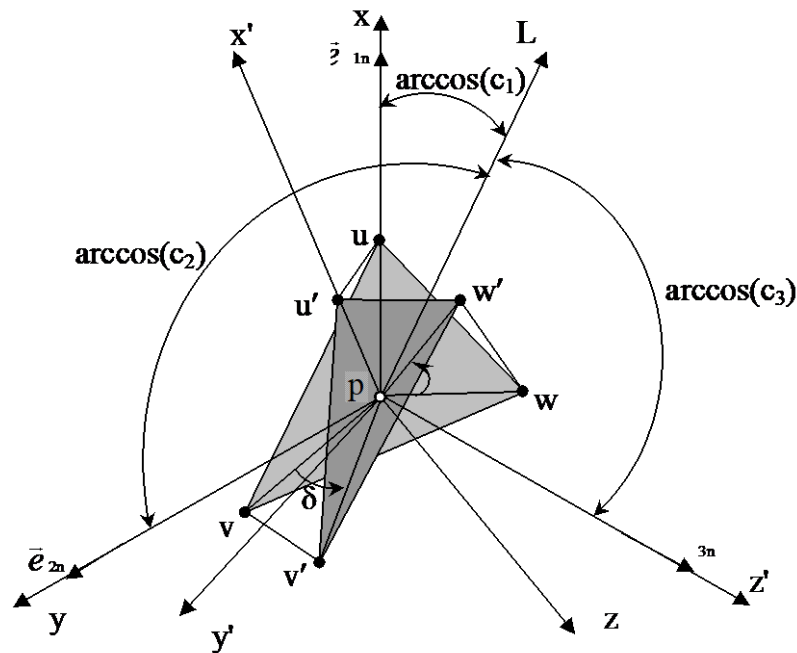


Рис. 4. Вісь обертання L платформи та її положення в нерухомій системі координат

Матриця обертання виражається через параметри Ейлера наступним чином:

$$[c_{ij}] = \begin{bmatrix} \lambda^2 - \mu^2 - \nu^2 + \rho^2 & 2(\lambda\mu - \nu\rho) & 2(\nu\lambda - \mu\rho) \\ 2(\lambda\mu - \nu\rho) & \mu^2 - \nu^2 - \lambda^2 + \rho^2 & 2(\mu\nu - \lambda\rho) \\ 2(\nu\lambda - \mu\rho) & 2(\mu\nu - \lambda\rho) & \nu^2 - \lambda^2 - \mu^2 + \rho^2 \end{bmatrix}$$

Відповідно, методи, якими описується обертання платформи зводяться до двох груп:

- послідовне обертання навколо осей координат – однієї, двох, трьох, положення яких, в свою чергу, може задаватися різним чином;
- обертання як поворот радіуса вектора кожної точки платформи навколо скерованої осі обертання, точки якої є інваріантними, а положення задане, наприклад, параметрами Ейлера. У якості скерованої осі може розглядатися миттєва вісь обертання.

Одержані матриці є методичною основою визначення положення, швидкості та пришвидшення платформи та інших елементів системи приводів при переміщенні та повороті платформи. Наявність розробленої методики обчислення кінематичних параметрів є необхідною умовою дослідження, яке проведене шляхом математичного моделювання.

Алгоритмічне та програмне забезпечення математичного моделювання геометричного положення, швидкостей та пришвидшень системи приводів

Переміщення платформи системи приводів на основі механізму – гексаподу є обмеженим і циклічним. Типовими є гармонічні (синусоїдальні) закони руху. Для дослідження особливостей кінематики системи приводів прийнято, що платформа здійснює усталений гармонічний рух в горизонтальній та вертикальній площинах, які проходять через початкове положення її осі [21]. При цьому кути повороту платформи відносно нерухомої системи координат визначаються у вигляді:

$$\alpha(t) = \alpha_a \sin(\omega_a t + \psi_\alpha), \quad \beta(t) = \beta_a \sin(\omega_\beta t + \psi_\beta), \quad \gamma(t) = \gamma_a \sin(\omega_\gamma t + \psi_\gamma)$$

де $\alpha_a, \beta_a, \gamma_a$ – амплітудні значення набору кутів Ейлера; $\omega_a, \omega_\beta, \omega_\gamma$ – кругові частоти кутових коливальних рухів робочого органа, $\psi_\alpha, \psi_\beta, \psi_\gamma$ – початкові фази від повідних кутів Ейлера; t – час.

Для математичного моделювання прийнято, що рух платформи є гармонічним, але

відбувається в просторі. Це значить, що переміщення платформи є гармонічною векторною функцією часу. При цьому розрахунок координат точки v платформи при змінах кутів Ейлера по закону

$$\alpha(t) = \sin(2\pi t), \quad \beta(t) = \sin(2\pi t), \quad \gamma(t) = 0.$$

Розрахункові значення переміщення окремої точки платформи відрізняються від гармонічних (рис. 5)

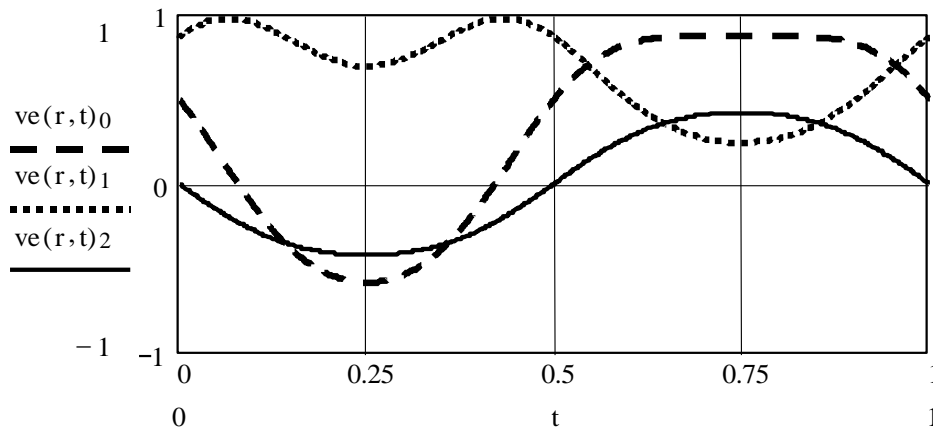


Рис. 5. Зміни координат платформи точка V платформи при гармонічних змінах набору кутів Ейлера α, β, γ

Відповідно заданому руху платформи (x-координатам) знайдені L-координати, тобто довжини гідроциліндрів.

Змінна в часі довжина окремого гідроциліндра являє собою відстань між рухомою точкою платформи (точка u) і точкою закріплення другого кінця гідроциліндра (точка U).

Довжина гідроциліндра uU обчислюється за формулою:

$$L_u = \sqrt{(x_u - x_v)^2 + (y_v - y_u)^2 + (z_u - z_v)^2}.$$

Аналогічні формули мають місце для інших гідроциліндрів.

Переміщення платформи є результатом суми поступального і обертального переміщень. При розрахунках задані переміщення характерної точки платформи (полюса P) гармонічною векторною функцією часу. При цьому проведені розрахунки залежності довжини гідроциліндрів від часу при гармонічних поперечно-кутових переміщеннях платформи і гармонічних переміщеннях полюса (рис. 6).

Залежність довжини гідроциліндрів від часу при гармонічних поперечно-кутових переміщеннях платформи має ряд екстремумів, на яких $\frac{\partial L}{\partial t} = 0$. В цих точках елементарна нескінченно мала зміна L -координат повинна привести до нескінченно великих змін положення робочого органа. Тобто ці точки є особливими (сингулярними). Система приводів у цих точках може втратити керованість. Дана особливість кінематики ускладнює систему керування приводами.

Розраховані залежності довжини гідроциліндрів дають можливість встановити межі робочого простору системи приводів на основі механізму-гексаподу. Робочий простір системи приводів на основі механізму-гексаподу, що має шість ступенів вільності являє собою гіперповерхню в просторі шести вимірів [22]. Вона визначена умовою максимуму вектора x – координат платформи

$$(x_i^m) = \max \left\{ \begin{matrix} x \\ y \\ z \\ \psi \\ \theta \\ \varphi \end{matrix} \right\}$$

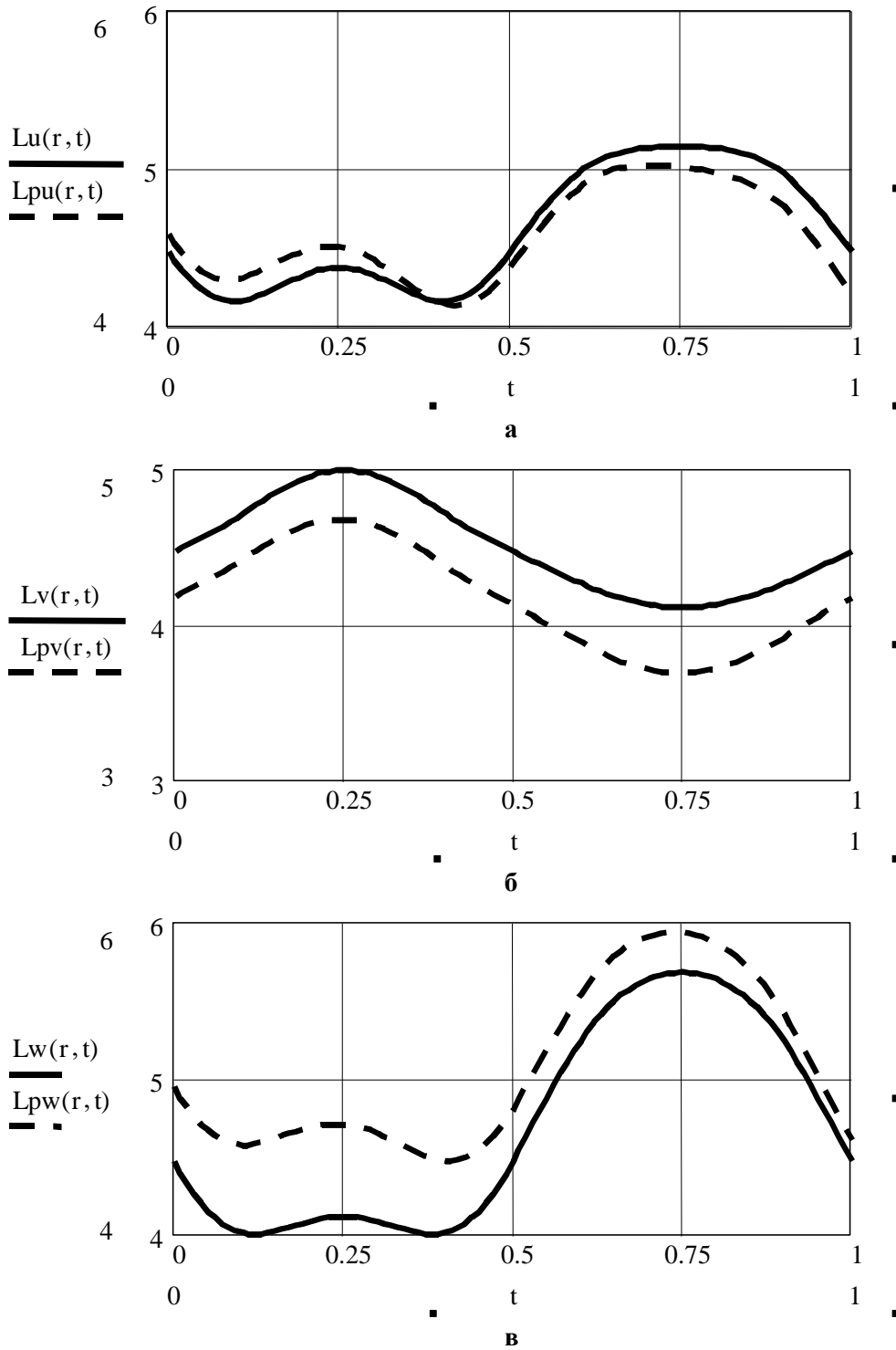


Рис. 6. Залежність довжини гідроциліндрів від часу при гармонічних поперечно-кутових переміщеннях платформи і гармонічних переміщеннях полюса

Шестивимірна гіперповерхня не може бути зображена графічно. Тому для характеристики робочого простору системи приводів на основі механізму – гексаподу використано лише фрагмент вектора x -координат. При цьому простір системи приводів на основі механізму – гексаподу визначається умовою

$$(x_i^o) = \max \left\{ \begin{matrix} x \\ y \\ z \end{matrix} \right\}.$$

Відповідна поверхня дає графічне зображення фрагменту робочого простору (рис. 7, а).

Визначені перетини робочого простору набором паралельних горизонтальних площин (рис. 7, б). Особливістю робочого простору є наявність екстремальної ділянки. Має місце симетрія поверхні по трьом вісям.

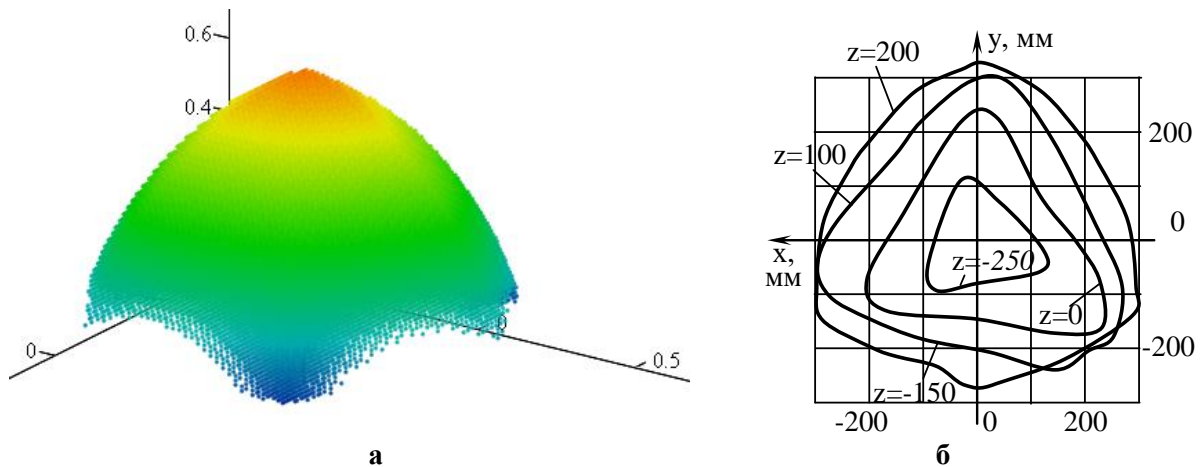


Рис. 7. Графічне зображення:

а - розрахованого робочого простору системи приводів на основі механізму–гексапода; б - перетини ($z=\text{const}$) поверхні, що обмежує робочий простір механізму

Важливою кінематичною характеристикою системи приводів є швидкість просторового руху її елементів

Швидкість просторового руху точки M платформи складається із швидкості руху полюса v_p та швидкості обертального руху v_{MO}^p . Відповідно значення швидкості точки M :

$$v_M^p = v_p + \omega \times R_M.$$

Вектор швидкості руху полюса знаходиться шляхом диференціювання вектора переміщень полюса. В проекціях на осі нерухомої системи координат маємо:

$$vap1(t) = \frac{d}{dt} p1(t), \quad vap2(t) = \frac{d}{dt} p2(t), \quad vap3(t) = \frac{d}{dt} p3(t), \quad vap(r, t) = \begin{pmatrix} vap1(t) \\ vap2(t) \\ vap3(t) \end{pmatrix},$$

де $vap = v_p$ – вектор швидкості переміщення полюса; p_1, p_2, p_3 – проекції переміщень полюса, які визначені в залежності від часу t . Координати полюса задані через геометричний параметр r .

Проекції кутової швидкості на осі нерухомої системи координат виражаються через кути Ейлера згідно формул:

$$\omega_{01}(t) = -\sin(\alpha(t)) \cdot \frac{d}{dt} \beta(t) + \cos(\alpha(t)) \cdot \sin(\beta(t)) \cdot \frac{d}{dt} \gamma(t),$$

$$\omega_{02}(t) = \cos(\alpha(t)) \cdot \frac{d}{dt} \beta(t) + \sin(\alpha(t)) \cdot \sin(\beta(t)) \cdot \frac{d}{dt} \gamma(t),$$

$$\omega_{03}(t) = \frac{d}{dt} \alpha(t) + \cos(\beta(t)) \cdot \frac{d}{dt} \gamma(t),$$

$$\omega_0(t) = \begin{pmatrix} \omega_{01}(t) \\ \omega_{02}(t) \\ \omega_{03}(t) \end{pmatrix}$$

де $\omega_{01}, \omega_{02}, \omega_{03}$ – проекції кутової швидкості на осі нерухомої системи координат; ω_0 – вектор кутової швидкості платформи, визначений своїми трьома проекціями в нерухомій системі координат; α, β, γ – кути Ейлера, розглянуті раніше.

Розрахункові значення проекцій кутової швидкості платформи в нерухомій системі координат відповідають гармонічним функціям (рис. 8).

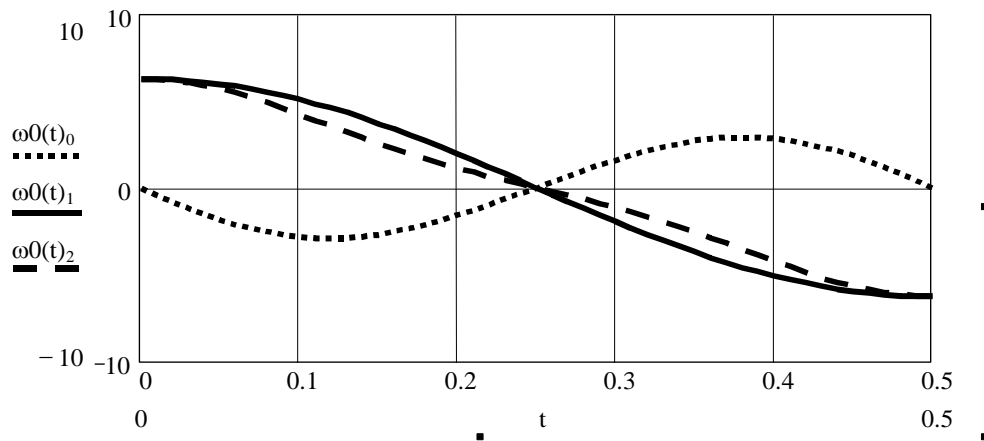


Рис. 8. Закон зміни проекцій кутової швидкості платформи в нерухомій системі координат при гармонічних змінах кутів Ейлера

Розраховані значення швидкості полюса та кутової швидкості платформи є основою для знаходження абсолютних швидкостей точок платформи. Розрахунок вектора швидкості точки u в проекціях на нерухому систему координат відповідає полігармонічним функціям (рис. 9).

$$va(r, t) := vap(r, t) + \omega_0(t) \times u(r, t)$$

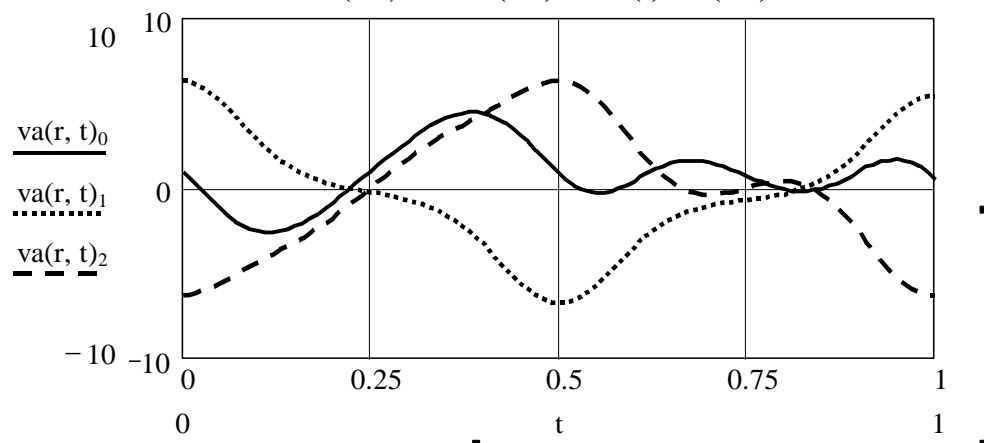


Рис. 9. Розрахункові значення абсолютної швидкості точки u і робочого органа при гармонічних законах зміни кутів Ейлера α, β, γ і гармонічному законі руху полюса

Розраховані значення швидкості мають нечітко визначені екстремуми. Вони відповідають сингулярним положенням системи по швидкості.

Знайдений вектор кутової швидкості є основою для визначення вектора кутового пришвидшення платформи [23].

Пришвидження довільної точки М платформи являє собою векторну суму пришвидження полюса і пришвидження точки при її обертанні навколо полюса $\overset{P}{a}_R$

$$\overset{P}{a} = \overset{P}{a}_p + \overset{P}{a}_R.$$

Проекції пришвидження полюса знаходяться шляхом диференціювання відповідних проекцій швидкості полюса.

Пришвидження деякої точки М робочого органа при його обертанні навколо полюса визначиться як похідна вектора швидкості

$$\begin{aligned} \overset{P}{a}_R &= \frac{d\overset{P}{v}_M}{dt} = \frac{d\overset{P}{\omega}}{dt} \times R_M + \overset{P}{\omega} \times \frac{dR_M}{dt} = \\ &= \overset{P}{\varepsilon} \times R_M + \overset{P}{\omega} \times (\overset{P}{\varepsilon} \times R_M) - \omega^2 R_M, \end{aligned}$$

де R_M – відстань від точки М до полюса.

Вектор кутового пришвидження $\overset{P}{\varepsilon}$ знаходимо як

$$\overset{P}{\varepsilon} = \frac{d\overset{P}{\omega}}{dt} \quad ar(r, t) := \varepsilon(t) \times u(r, t) + \omega(t) \cdot (\omega(t) \cdot u(r, t)) - \omega(t)^2 \cdot u(r, t).$$

По величині і напрямку вектор кутового пришвидження співпадає із швидкістю руху кінця вектора $\overset{P}{\omega}$ кутової швидкості по його годографу.

Розрахункові значення пришвидження точки u при гармонічних законах зміни кутів Ейлера платформи свідчать про складення гармонічних процесів (рис. 10).

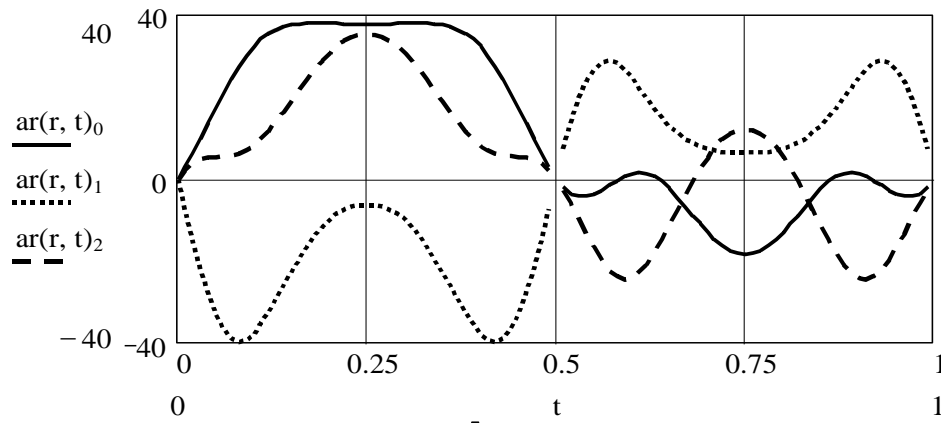


Рис. 10. Розрахункові значення пришвидження точки u для випадку, коли кути Ейлера α , β , γ змінюються по гармонічному закону

Наведена методика дозволяє проаналізувати особливості кінематики системи приводів та визначити, зокрема, сингулярні точки.

Результати дослідження.

Проведена апробація теоретичних досліджень особливостей кінематики системи приводів побудованої на основі механізму- гексаподу та розробленого і алгоритмічного й програмного забезпечення для розрахунку геометричного положення, швидкостей та пришвидшень системи приводів.

Теоретичні положення апробовані макетуванням та розробленням, виготовленням та дослідженням ряду макетних та експериментальних зразків системи приводів побудованої на основі механізму- гексаподу [20].

Для підтвердження достовірності теоретичних досліджень система приводів реалізована у вигляді макетного зразка (рис. 11).

В макеті наявні спеціальні пристрої для вимірів положення платформи та довжини штанг.



Рис. 11. Макетний зразок просторової системи приводів, з механічними приводами зміни довжини штанг

Розміри та конфігурацію робочого простору системи приводів на основі механізму–гексаподу, який визначено теоретично (рис. 7) підтверджено експериментальними вимірами на макеті. Для експериментального виміру робочого простору на макеті задані діапазони зміни просторових координат центра рухомої платформи при обмеженнях по довжині гідроциліндрів $\lambda_{i\min} \leq \lambda_i \leq \lambda_{i\max}$, $i = 1, 2, \dots, 6$. Експериментальні виміри робочого простору здійснені на макеті відрізняються від розрахункових на 2...6 %. Це підтверджує правильність запропонованих теоретичних положень.

В межах робочого простору на макетах встановлено взаємно однозначну залежність вхідних і вихідних параметрів, тобто векторну рівність $x = x(L)$ або $L = L(x)$.

Макетування дало можливість встановити зв'язок між 1-координатами і величинами, які характеризують просторове положення платформи.

Таким чином розроблена методика, алгоритмічне і програмне забезпечення для обчислення за заданим законом переміщень, швидкостей та пришвидшень рухомої платформи та визначення залежностей, які описують відповідні зміни довжини кожного із гідроциліндрів відповідно до закону руху платформи, тобто вирішення інверсної задачі кінематики, підтверджена результатами макетування.

Здійснена дослідна апробація запропонованого пристрою при експериментальних вимірах. Для цього використано дослідний зразок системи приводів побудованої на основі на основі механізму-гексаподу [21] (рис. 12).

Зразок має шість пневмоциліндрів із системою вимірів геометричних та кінематичних параметрів.

Експериментально підтверджено визначені теоретично залежності вхідних і вихідних параметрів, тобто векторну рівність $L = L(x)$. Теоретичні залежності (див. рис.6) відповідають експериментальним даним з точністю 4..8 %. Це можна вважати задовільним враховуючи складність просторової системи приводів.

По результатам досліджень розроблено експериментальний зразок системи приводів побудованої на основі на основі механізму-гексаподу (рис. 12).

Система приводів на основі механізму – гексаподу має нерухому основу та рухому платформу. Між собою основа та платформа з'єднані певним чином розташованими пневмоциліндрами.



Рис. 11. Загальний вигляд дослідного зразка системи приводів побудованої на основі на основі механізму-гексаподу

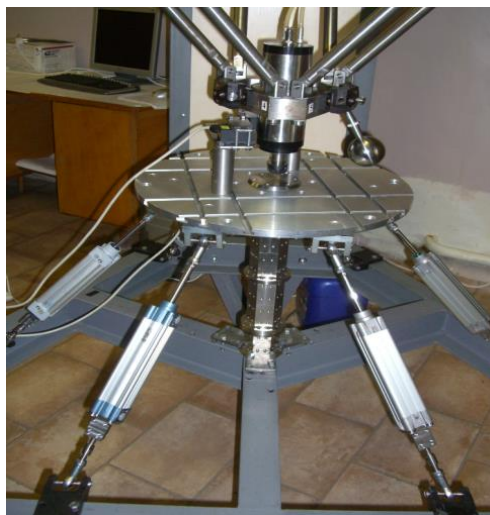


Рис. 12. Експериментальний зразок системи приводів побудованої на основі механізму-гексаподу

Система приводів на основі механізму–гексаподу використана в металообробному комплексі [22]. Підтверджена ефективність розробленої системи приводів. Результати досліджень використані при розробленні та застосуванні спеціальної техніки [23]. Створені інноваційні системи приводів на основі механізму – гексаподу [24, 25].

Висновки.

Встановлено, що реалізація системи приводів на основі механізму-гексаподу дає можливість підвищити точність позиціонування системи приводів до 4..8 %, розширити їх функціональні можливості, побудувати ефективні мехатронні системи керування приводами.

Розроблений метод аналітичного визначення робочого простору системи приводів побудованої на основі механізму-гексаподу з урахуванням можливостей поперечно кутових переміщень платформи забезпечує точність розрахунків 2...6%.

Одержані кінематичні залежності, що враховують просторові переміщення

платформи системи приводів побудованої на основі механізму-гексаподу дають можливість визначити швидкості і пришвидшення всіх елементів системи приводів з точністю до 10%.

В результаті теоретичних та експериментальних досліджень встановлені особливості кінематики системи приводів побудованої на основі механізму-гексаподу у вигляді сингулярних положень по переміщенню, швидкості та пришвидженню. Вони повинні враховуватись при розробленні мехатронних систем керування приводами.

Як напрямок подальших досліджень рекомендується математичне моделювання динамічних характеристик системи приводів побудованої на основі механізму-гексаподу.

Список використаних джерел.

1. Angelo S. D' et al. Semi-autonomous unmanned aerial manipulator teleoperation for push-and-slide inspection using parallel force/vision control. *Robotics and autonomous systems*, 2025. 104912. <https://doi.org/10.1016/j.robot.2024.104912>
2. Hyun-Min Joe, Jun-Ho Oh. Balance recovery through model predictive control based on capture point dynamics for biped walking robot. *Robotics and Autonomous Systems*, 2018. 105. 1–10. <https://doi.org/10.1016/j.robot.2018.03.004>
3. Yanishen A., Moskalenko V., Zaverukha G. Robotic and technical complexes for humanitarian demining creation. Information technologies: science, engineering, technology, education, health: тези доповіді 32-ї міжнародної науково-практичної конференції MicroCAD–2024 (22-25 травня 2024 р.). Харків: НТУ "ХПІ", 2024. С. 1664.
4. Ren Z. et al. Parameterization-based trajectory planning for an 8-DOF manipulator with multiple constraints. *Ren Biomimetic intelligence and robotics*, 2024. 100193. <https://doi.org/10.1016/j.birob.2024.100193>
5. Coppola, G., Zhang, D., and Liu, K., 2014. “A 6-DOF Reconfigurable Hybrid Parallel Manipulator”, *Robotics and Computer-Integrated Manufacturing*, 2014. 30 (2). 99–106. <https://doi.org/10.1016/j.rcim.2013.09.011>
6. Swett, B.A., Hahn, E.N., Llorens, A.J. Designing Robots for the Battlefield: State of the Art. *Robotics, AI, and Humanity*. Springer, Cham, 2021. 131–146. https://doi.org/10.1007/978-3-030-54173-6_11
7. Briot S., Khalil W. Dynamics of Parallel Robots: From Rigid Bodies to Flexible Elements. Springer International Publishing Switzerland, 2015. 341 p.
8. Zhang K., Dai J.S. Screw-System-Variation Enabled Reconfiguration or the Bennett Plato-Spherical Hybrid Linkage and Its Evolved Parallel Mechanism. *Journal of Mechanical Design*, 2015. 137. 10 p.
9. Chen T. et al. Distributed passivity-based control for multiple space manipulators holding flexible beams. *Actuators*, 2025. 14 (1). 20. <https://doi.org/10.3390/act14010020>
10. Kötting P. Model Predictive Control based Coordinated Control for Free-Flying Space Manipulator Systems. *IFAC Papers OnLine*, 2024. 58 (18). 133–138. <https://doi.org/10.1016/j.ifacol.2024.09.021>
11. Diprasetya M. R., Pöppelbaum J., Schwung A. KineNN: Kinematic Neural Network for inverse model policy based on homogeneous transformation matrix and dual quaternion. *Robotics and Computer-Integrated Manufacturing*, 2025. 94. 102945. <https://doi.org/10.1016/j.rcim.2024.102945>
12. Tran M.-D., Kang H.-J. A novel adaptive finite-time tracking control for robotic manipulators using nonsingular terminal sliding mode and RBF neural networks. *International Journal of Precision Engineering and Manufacture*, 2017. 17 (7). 863–870. <https://doi.org/10.1007/s12541-016-0105-x>
13. Liu J., Yap H. J., Khairuddin A. S. M. Path Planning for the Robotic Manipulator in Dynamic Environments Based on a Deep Reinforcement Learning Method. *Journal of Intelligent & Robotic Systems*, 2024. 111 (1). <https://doi.org/10.1007/s10846-024-02205-0>
14. Chen, Jie, Song, Yingying, Li, Hengchao. Processing and Analysis of Hyperspectral Data. *IntechOpen*. 2020. 140 p. https://mts.intechopen.com/storage/books/8223/authors_book/authors_book.pdf

15. Ibaraki S., Kakino Y., Akai T., Takayama N., Yamaji I., Ogawa K., Identification of Motion Error Sources on Five-axis Machine Tools by Ball-bar Measurements (1st Report). *Journal of the Japan Society for Precision Engineering*, 2019. 76 (3). 333–337. <https://doi.org/10.2493/jjspe.76.333>
16. Павленко І. І., Мажара В. А. Роботизовані технологічні комплекси : монографія. Кропивницький: КОД, 2019. 384 с.
17. Guerra A. et al. Multi-material and multi-scale platform for robotic based in situ bioprinting. *Results in engineering*, 2025. 104219. <https://doi.org/10.1016/j.rineng.2025.104219>
18. Eduardo E., Martinez H., Ivvan S., Pena V., Soto Ed. S. Towards a Robust Solution of the Non-linear Kinematics for the General Stewart Platform with Estimation of Distribution Algorithms. *International Journal of Advanced Robotic Systems*, 2013. 10 (1). <https://doi.org/10.5772/52172>
19. Strutynskiy S. Nochnichenko I. Design of parallel link mobile robot manipulator mechanisms based on functionoriented element bas. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 2019. 4 (7-100). 54–64. <http://journals.uran.ua/eejet/article/view/17461319>
20. Струтинський С. В., Гуржій А. А. Просторові системи приводів: монографія. К.: Педагогічна думка, 2013. 492 с.
21. Струтинський В. Б., Гуржій А. М. Наземні роботизовані комплекси: монографія. Житомир: ПП "Рута", 2023. 524 с. <https://ela.kpi.ua/handle/123456789/57111>
22. Strutinsky V., Demyanenko A. The development of mechatronic active control system of tool spatial position in parallel kinematics machine tool. *Journal of Theoretical and Applied Mechanics*, 2016. 54 (3). 757-768.
23. Strutinsky V.B., Kotsiuruba V., Dovhopoliy A., Husliakov O., Budianu R., Kolos O., Hrechka I. Substantiating the requirements to functional indicators for the manipulators of mobile robotic demining complexes. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 2019. 5/7 (101). 42-50. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2019.178466>
24. Струтинський В.Б., Дем'яненко А.С. Верстат паралельної кінематики з мехатронною системою активного контролю. Патент України на винахід № 111381. №а201404648 заяв. 30.04.2014, опубл. 25.04.2016.
25. Струтинський В. Б., Гуржій А. М., Вакуленко С. Ю., Новак В.В. Мобільний робототехнічний комплекс з дистанційним керуванням. Патент України № 60446, МПК В25J 5/00, F41H, заявл. 18.07.2019, опубл. 25.08.2021, бюл. № 8.

Стаття надійшла до редакції 21.05.2025

Стаття прийнята 27.05.2025

Статтю опубліковано 20.06.2025



FEATURES OF THE KINEMATICS OF THE DRIVE SYSTEM BUILT ON THE BASIS OF THE HEXAPOD MECHANISM

V. Strutinsky

National technical university of Ukraine "Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute"

Summary

The article is devoted to the study of the features of the kinematics of the drive system built on the basis of the hexapod mechanism. A number of kinematic schemes of drives are presented. General methods for determining the features of the kinematics of a spatial drive system are proposed. Algorithmic and software has been developed to calculate the geometric position, velocities, and accelerations of a spatial drive system. The calculation results were confirmed by prototyping and tested by developing and manufacturing experimental and prototypes of a drive system based on a hexapod mechanism.

Keywords: drive system, hexapod, kinematics, matrices, modeling, spatial movements, displacements, prototyping, experimental sample.

DOI <https://doi.org/10.32782/1994-4691-2025-1-75-9>

УДК 621.225

**АНАЛІЗ РОБОТИ ГІДРОМЕХАНІЧНОЇ СИСТЕМИ КЕРУВАННЯ
АКСІАЛЬНО-ПОРШНЕВИМ НАСОСОМ****ANALYSIS OF THE OPERATION OF THE HYDRO-MECHANICAL
CONTROL SYSTEM OF AN AXIAL-PISTON PUMP**

М. С. Волянський, канд. техн. наук, доцент

ORCID: 0000-0002-3595-9365

*Національний університет біоресурсів і природокористування України*e-mail: mvolyanskij@ukr.net

Анотація. Мета – обґрунтувати уточнення у зображенні розподільника в схемах гідромеханічної системи керування аксіально-поршневого насоса (АПН), бо використовуване трипозиційне зображення розподільника не відображає усіх процесів роботи. Наукова новизна – запропонована схема розподільника відображає реальний процес роботи. Практична цінність – наведене зображення розподільника у схемі гідромеханічної системи керування АПН коректно відображає усі операції, що відбуваються при керуванні АПН, і рекомендується до використання в принципових схемах. Методи дослідження – теоретичні: аналізу і синтезу, абстрагування, індукції і дедукції та системного підходу, а також емпіричні: спостереження та порівняння. Основні результати – запропоновано зображення розподільника п'ятипозиційним у схемі гідромеханічної системи керування АПН, яке відображає реальні процеси роботи.

Ключові слова: гідроприводи сільськогосподарської техніки, об'ємні гідроприводи; гідроприводи ведучих коліс (ГВК); розподільник п'ятипозиційний.

Постановка проблеми.

У сучасній техніці - сільськогосподарській, дорожно-будівельній, комунальній та автомобільній - широкого поширення набули об'ємні гідроприводи із замкненим потоком робочої рідини [1, 13, 15]. У сільськогосподарській техніці їх застосовують для привода ведучих коліс, молотильних барабанів тощо [11].

Аналіз останніх досліджень.

Іноземні компанії - Parker Hannifin (США) [6], Bosch Rexroth (Німеччина) [2], Bondioli & Pavesi (Італія) [3], Sauer-Danfoss - Danfoss Power Solutions (Данія / США) [1, 14] тощо і також вітчизняна промисловість [5, 15], а саме підприємство «Гідросила АПМ» ПАТ «Гідросила Груп» (м. Кропивницький) виробляють аксіально-поршневі насоси (АПН) серій S, H, H2 [12] та K [7] (рис. 1) для гідроприводів із замкненим потоком. АПН серії PVS виготовляють з робочим об'ємом 33; 52; 71 і 90 см³, номінальним тиском 350 бар і максимальним тиском 420 бар; серії PVH – з робочим об'ємом 33; 52; 71; 90 і 112 см³, номінальним тиском 450 бар і максимальним тиском 480 бар; серії PVH2 з робочим об'ємом 75; 90 і 112 см³, номінальним тиском 420 бар і максимальним тиском 480 бар і серії PVK – з робочим об'ємом 100 см³ і номінальним тиском 420 бар і максимальним тиском 480 бар. АПН серії PVH, PVH2 і PVK мають можливість тандемування по стандарту SAE. АПН регульовані реверсивні.

В таких гідроприводах застосовують АПН з різними системами керування [4].



**Рис. 1. АПН для гідроприводів із замкненим потоком серій [12]:
а – PVS; б – PVH; в – PVH2 , г – PVK**

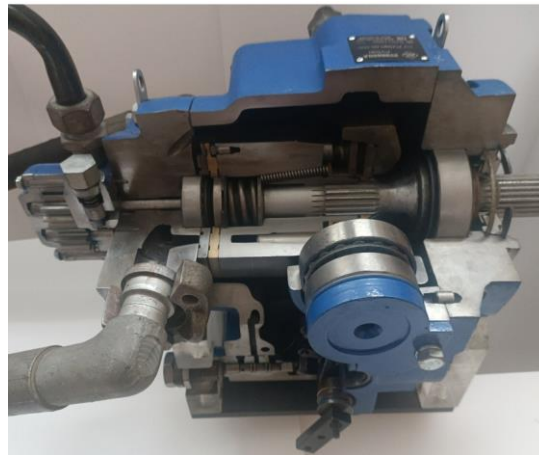
У АПН серії PVS застосовують такі системи керування: гідромеханічну МН, електричну трипозиційну ER і електричну пропорційну EP, у АПН серій PVN та PVN2 – крім зазначених, ще й гідравлічну пропорційну HD, а у АПН серії PVK - гідромеханічну МН і електричну пропорційну EP. Таким чином гідромеханічна система керування використовується в усіх серіях АПН (рис. 2), які використовують в об'ємних гідроприводах із замкненим потоком робочої рідини.

Методологія досліджень.

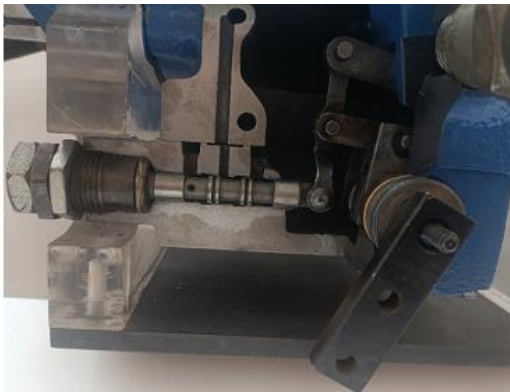
Аналіз використаних джерел свідчить, що на принципових гідравлічних схемах керування АПН з гідромеханічною системою має місце зображення трипозиційного дроселювального розподільника, яке не відтворює усі процеси роботи механізму керування, а саме не відтворює нейтральні робочі позиції, при яких відбувається фіксація кута нахилу похилого диска та його утримання у зафіксованому положенні. При цьому фіксується і робочий об'єм АПН, і його подача. Аналіз роботи гідромеханічної системи керування АПН демонструє, що у нейтральній робочій позиції розподільника для фіксації кута нахилу похилого диска необхідно закрити порожнину сервоциліндра у яку потрапляла робоча рідина від підживлювального насоса, а порожнину другого сервоциліндра, з якої рідина витіснялася сполучити із зливом.

Поширена принципова схема гідромеханічної системи керування АПН 1 (рис. 3) містить розподільник 8 дроселювальний трипозиційний чотирилінійний із закритим центром і дві робочі гідролінії 6 і 7 сервоциліндрів 3, які сполучені в нейтральній позиції розподільника 8 між собою та із зливною гідролінією 9, по якій рідина від

підживлювального насоса 13 через запобіжний клапан прямої дії 12 потрапляє у корпус АПН на злив



а



б



в

**Рис. 2. АПН з гідромеханічною системою керування:
а – загальний вигляд (розріз); б – механізм керування (розподільник у розрізі); в – розподільник (загальний вигляд). Фото автора**

Зміна положення важеля 5 керування розподільником 8 призводить до зміни положення його запірний елемент з нейтральної позиції в робочу і рідина потрапляє в один із сервоциліндрів 3, який змінює кут нахилу похилого диска АПН 1. Коли через тягу зворотного зв'язку 4 запірний елемент розподільника 8 буде встановлений у нейтральне положення, порожнина сервоциліндра 3, в який потрапляла робоча рідина, буде сполучена із зливною гідролінією 9, що призведе до повернення похилого диска АПН 1 в нульове (неробоче) положення.

Отже, таке зображення розподільника не відображає всього процесу роботи гідромеханічної системи керування АПН. Відображає тільки коли АПН не працює і коли відбувається зміна кута нахилу похилого диска. Фіксацію ж заданого кута нахилу диска, а значить і робочого об'єму АПН дане зображення розподільника 8 не відображає. Тому, що коли золотник розподільника повернеться із робочого положення в нейтральне, тоді і кут нахилу похилого диска зменшиться до нуля, відповідно і робочий об'єм АПН 1 також зменшиться до нуля, оскільки в нейтральній позиції розподільника 8 порожнини обох сервоциліндрів 3 сполучені із зливною гідролінією 9, що не відповідає дійсності.

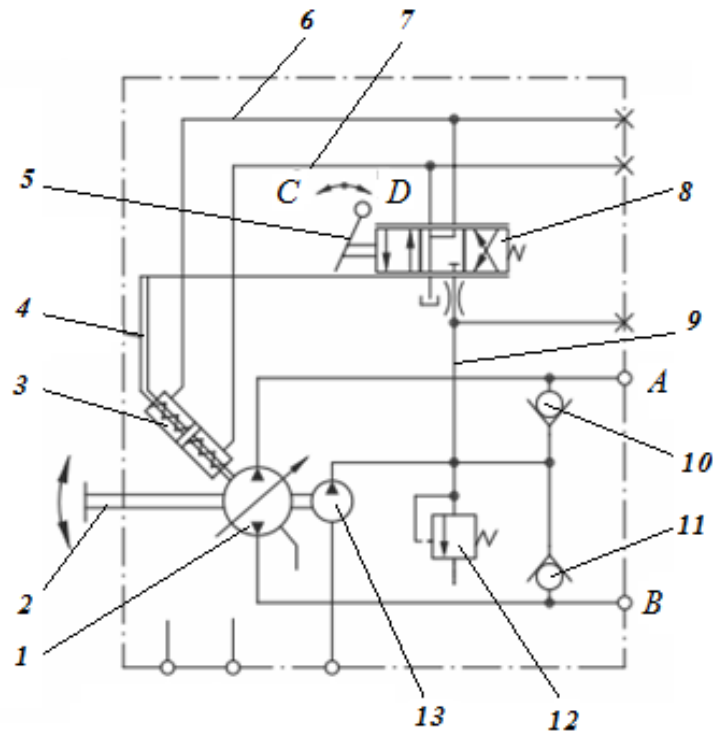


Рис. 3. Поширена принципова схема гідромеханічної системи керування АПН:
 1 – АПН реверсивний регульований з похилим диском; 2 – механічний привод АПН; 3 – сервоциліндри; 4 – зворотний зв'язок; 5 – важіль керування розподільником; 6, 7 – гідролінії сервоциліндрів; 8 – розподільник дроселювальний трипозиційний чотирилінійний із закритим центром; 9 – зливна гідролінія; 10, 11 – зворотні клапани; 12 – запобіжний клапан прямої дії підживлювального насоса; 13 – підживлювальний насос; А, В – гідролінії високого тиску; С, D – положення важеля керування

Результати досліджень.

На рис. 4 запропоновано більш детальну схему гідромеханічної системи керування АПН, де дроселювальний розподільник 1 зображено не трипозиційним, як на рис. 1, а п'ятипозиційним.

П'ятипозиційний розподільник має такі позиції: дві робочі I і V – подачі рідини у гідроциліндри 4 і 8; дві нейтральні робочі II і IV – одночасного запирання рідини в одному сервоциліндрі і зливу рідини з порожнини другого сервоциліндра; нейтральну III – коли порожнини обох циліндрів сполучені із зливною лінією.

Робочий об'єм АПН залежить від кута нахилу похилого диска β , який змінюють механізмом керування.

Процес роботи гідромеханічної системи керування АПН. У процесі роботи механізм керування насоса здійснює такі операції:

- фіксацію похилого диска у нейтральному положенні (позиція III);
- відхилення похилого диска від нейтрального положення (позиція I);
- фіксацію похилого диска в робочому положенні (позиція II), це нейтральне робоче положення;
- збільшення кута нахилу похилого диска (позиція I);
- зменшення кута нахилу похилого диска (позиція V);
- фіксацію похилого диска при зменшеному куті нахилу (позиція II);
- зменшення кута нахилу похилого диска до нуля (позиція III);
- зміну кута нахилу похилого диска на протилежний (позиція V);
- фіксацію кута нахилу похилого диска при зміні кута нахилу на протилежний (позиція IV), це реверсування АПН.

Коли важіль керування 17 (рис. 4) знаходиться у нейтральному положенні, золотник розподільника 1 пружиною 26 утримується у нейтральній позиції III, тоді сервоциліндри 4 і 9 сполучені із зливною лінією 24, оскільки пружини 5 і 10 сервоциліндрів переміщують поршні 6 і 11 через шатуни 7 і 12 похилий диск у нейтральне положення (робочий об'єм АПН дорівнює нулю), а значить і подача АПН відсутня. Тоді рідина від підживлювального насоса 20 через запобіжний клапан 23 потрапляє у зливну лінію 24 корпуса АПН. Гвинтовим механізмом 30 регулюють положення золотника 1 у нейтральній позиції, переміщуючи його відносно корпуса розподільника.

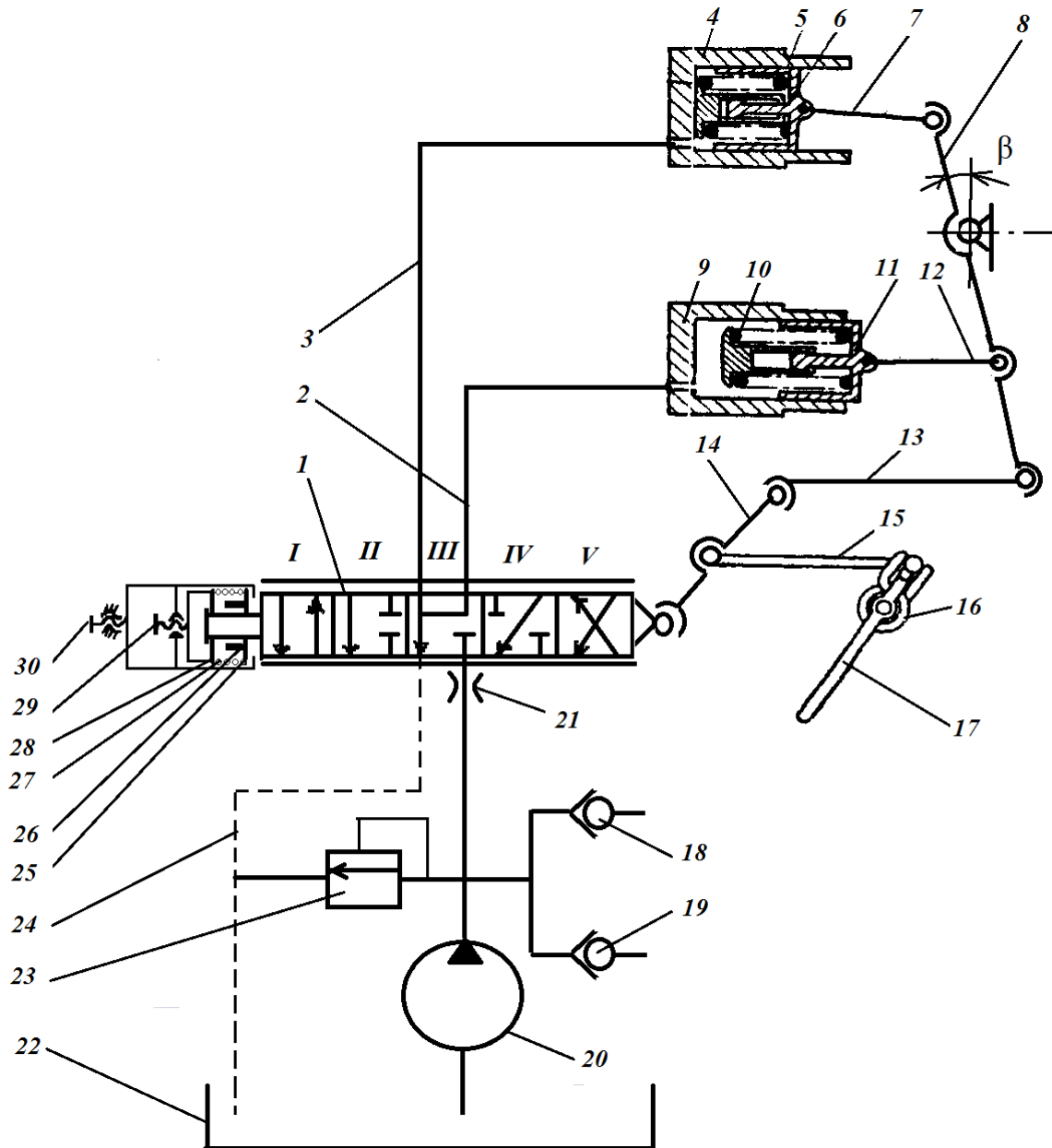


Рис. 4. Принципова схема гідромеханічної системи керування АПН:

1 – розподільник; 2, 3 – гідролінії і керування сервоциліндрами; 4, 9 – сервоциліндри; 5, 10 – пружини сервоциліндрів; 6, 11 – поршні сервоциліндрів; 7, 12 – шатуни; 8 – похилий диск; 13 – тяга зворотного зв'язку; 14 – двоплечий важіль; 15 – тяга; 16 – буферна пружина; 17 – важіль керування; 18, 19 – зворотні клапани; 20 – підживлювальний насос; 21 – дросель; 22 – бак; 23 – запобіжний клапан; 24 – зливна лінія; 25, 28 – шайби; 26 – втулка; 27 – пружина; 29 – гвинт механізму стискування пружини; 30 – гвинт встановлення золотника розподільника в нейтральну позицію; I, II, III, IV, V – позиції розподільника, відповідно: I і V – робочі; II і IV – нейтральні робочі; III – нейтральна

Якщо важіль керування 17 повертати в один або інший бік, тоді буферна пружина 16 закручується, сила її дії переважає силу дії пружини 26 і золотник розподільника переміщується у робочу позицію I або V. Зміщення золотника визначається відстанню між шайбами 25 і 28 та довжиною втулки 27. Максимальний хід золотника можливий тоді, коли шайба 28 зміститься до упору на золотнику. Величину ходу золотника регулюють гвинтовим механізмом 29 обмежувача ходу.

Коли золотник переміститься у робочу позицію I або V, робоча рідина від підживлювального насоса 20 під тиском надходить до сервоциліндра 4 або 9, поршень якого переміститься і через шатун відхилить похилий диск 8. При відхиленні похилого диска 8, через диференційну тягу зворотного зв'язку 13 і двоплечий важіль 14 гідромеханічної системи керування АПН запас енергії буферної пружини 16 буде вичерпано і золотник розподільника переміститься у позицію II або IV (нейтральну робочу). Тоді один сервоциліндр буде в положенні «Закрито», а другий – сполучиться із зливною лінією 24, а значить похилий диск фіксується у робочому положенні (фіксується робочий об'єм насоса). Сервоциліндр, у який потрапляла рідина, стане закритим, золотником закриється лінія подачі рідини (робочий об'єм АПН буде зафіксовано, а значить і його подачу).

Решта операцій здійснюється відповідно.

Висновки.

Запропонована схема механізму керування насосом, яка містить зображення розподільника чотирилінійного п'ятипозиційного дроселювального із закритим центром, відтворює всі операції, що відбуваються в процесі роботи механізму керування АПН і дає можливість зрозуміти усі реальні процеси, які відбуваються при роботі гідромеханічної системи керування АПН.

Список використаних джерел

1. Axial Piston Pump Accessories Market Outlook 2025-2032. URL: <https://www.intelmarketresearch.com/axial-piston-pump-accessories-market-3205>
2. Bosch Rexroth AG Mobile Applications Glockeraustraße 4 89275 Elchingen, Germany. URL: <https://www.pressoil.it/share/download/013256200-1519057134bosch-rexroth-a4vg-serie-40-pump-pompa-re92004.pdf>
3. Closed circuit variable-displacement axial piston pumps and motors. 398SCP016EN00-19-06-2019. 16 p. URL: <https://bondioli-pavesi.com/download/pdf/398SCP016EN00.pdf>
4. Feng Y., Jian Z., Li J., Tao Z., Wang Y., Xue J. Advanced Control Systems for Axial Piston Pumps Enhancing Variable Mechanisms and Robust Piston Positioning. *Applied Sciences*, 2023. 13 (17). 9658. <https://doi.org/10.3390/app13179658>
5. Аврунін Г., Глушкова Д., Подрігало М., Поторока А. Аналіз новітньої конструкції аксіально-поршневих гідравлічних машин зі зменшеними втратами на тертя та витокami. *Вісник Харківського національного автомобільно-дорожнього університету*, 2024. № 106. С. 50–59. <https://doi.org/10.30977/BUL.2219-5548.2024.106.0.50>
6. Аксіально-поршневий насос зі змінним робочим об'ємом для замкнутого контуру – серія C. URL: <https://ph.parker.com/us/en/product-list/c-series-variable-displacement-axial-piston-pump-for-closed-circuit-applications>
7. Аксіально-поршневі насоси та гідромотори для замкнутого контуру серії PVK. Гідросила м. Кропивницький. HS-AC-01/06.2023. 24 с. URL: <https://www.hydrosila.com/files/product/axial-pumps-axial-pumps-zk-aptm-pvk.catalog.pdf?v=1766267990>
8. ДСТУ 2125:2023. Гідроприводи об'ємні. Насоси аксіально-поршневі регульовані. Технічні умови : [На заміну ДСТУ 2125-93; чинний від 2024-01-01]. Київ : ДП «УкрНДНЦ», 2023. 38 с.
9. ДСТУ 3455.2-96. Гідроприводи об'ємні та пневмоприводи. Частина 2. Об'ємні гідромашини та пневмомашини. Київ: Держстандарт України, 1997. 61 с.

10. ДСТУ ISO 1219-2:2018 (ISO 1219-2:2012, IDT) Приводи гідравлічні і пневматичні та їхні елементи. Графічні умовні позначки та принципові схеми. Частина 2. Принципові схеми.
11. Макаренко М., Мельник О. Комбайни зернозбиральні : навч. посібн. для здобувач. проф. (проф.-тех.) освіти. Київ: Грамота, 2023. 256 с.
12. Насоси регульовані, замкнутий контур. URL: <https://www.hydrosila.com/products/axial-pumps/axial-pumps-zk/>
13. Гідравлічні машини планерного типу : електронний навчальний посібник. Запоріжжя: ТДАТУ, 2023. URL: https://elib.tsatu.edu.ua/dep/mtf/mstsm_1/.
14. Поршневі насоси серії 90 США. URL: <https://www.danfoss.com/en/products/dps/pumps/mobile-pumps/mobile-piston-pumps/mobile-closed-circuit-piston-pumps/series-90-piston-pumps-us/#tab-overview>
15. Технологічна еволюція ринку аксіально-поршневих насосів високого тиску: тенденції та аналіз 2025-2033. URL: <https://www.marketreportanalytics.com/reports/high-pressure-axial-piston-pumps-348812#>

Стаття надійшла до редакції 05.05.2025

Стаття прийнята 12.05.2025

Статтю опубліковано 20.06.2025



ANALYSIS OF THE OPERATION OF THE HYDRO-MECHANICAL CONTROL SYSTEM OF AN AXIAL-PISTON PUMP

M. Volianskyi

National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine

Summary

The objective is to justify clarifications in the distributor diagram in the hydromechanical control system of an axial piston pump (APP), as the three-position diagram used does not reflect all operating processes. Scientific novelty: the proposed distributor diagram reflects the actual operating process. Practical value: the distributor image shown in the APN hydromechanical control system diagram correctly reflects all operations that occur when controlling the APN and is recommended for use in schematic diagrams. Research methods – theoretical: analysis and synthesis, abstraction, induction and deduction, and a systematic approach, as well as empirical: observation and comparison. Main results – a five-position distributor image is proposed in the diagram of the APN hydromechanical control system, which reflects the actual work processes.

Keywords: hydraulic drives for agricultural machinery, volumetric hydraulic drives; hydraulic drives for drive wheels (HDW); five-position distributor.

DOI <https://doi.org/10.32782/1994-4691-2025-1-75-10>

УДК 631.234:635.64+578

ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ГРАДІЄНТУ ШВИДКОСТІ ПОТОКУ ЕМУЛЬСІЇ НА ЯКІСТЬ ДИСПЕРГУВАННЯ МОЛОКА В ІМПУЛЬСНОМУ ГОМОГЕНІЗАТОРІ

STUDY OF THE INFLUENCE OF EMULSION FLOW VELOCITY GRADIENT ON THE QUALITY OF MILK DISPERSION IN A PULSATION HOMOGENIZER

Н. О. Паляничка^{1*}, канд. техн. наук, доцент
К. О. Самойчук¹, д-р техн. наук, професор
В. Ф. Ялпачик¹, д-р техн. наук, професор
О. О. Ковальов¹, канд. техн. наук, ст. викладач
О. О. Червоткіна¹, асистент

ORCID: 0000-0001-8510-7146
ORCID: 0000-0002-3423-3510
ORCID: 0000-0002-0349-2448
ORCID: 0000-0002-4974-5201
ORCID: 0000-0002-6814-0566

¹ Таврійський державний агротехнологічний університет імені Дмитра Моторного

*e-mail: nadiia.palianychka@tsatu.edu.ua

Анотація. У статті розглянуто результати дослідження впливу градієнта швидкості потоку на ступінь диспергування молочної емульсії в імпульсному гомогенізаторі. Було проведено аналіз основних чинників, що визначають ефективність гомогенізації, і виявлено, що одним із ключових параметрів є градієнт швидкості потоку. Його значення обчислювали методом комп'ютерного моделювання з використанням програмного комплексу кінцево-елементного аналізу Ansys Workbench. Дослідження показали, що найвищий градієнт швидкості виникає на виході з другого поршня-ударника імпульсного гомогенізатора, досягаючи 2,2–5 м/с, що забезпечує необхідний рівень диспергування молочної емульсії. Таким чином, імпульсні гомогенізатори можуть ефективно застосовуватися в технологічних процесах виробництва питного молока.

Ключові слова: гомогенізація, градієнт швидкості потоку, Ansys Workbench, робоча камера, молоко.

Постановка проблеми.

Гомогенізація є одним із ключових технологічних процесів у молочній промисловості. Разом із розвитком технологій до компонентів, що підлягають гомогенізації, висуваються більш жорсткі вимоги щодо дисперсності кінцевого продукту. Основною технічною складністю при отриманні тонкодисперсних емульсій залишається обмеженість можливостей сучасних гомогенізаторів. Найпоширенішим типом обладнання, що застосовується на сучасних підприємствах, є клапанні гомогенізатори [1]. Вони забезпечують високу якість диспергування емульсій, проте характеризуються значними енергетичними витратами на процес, які перевищують 7 кВт/т. Тому розробка нових пристроїв і методів отримання тонкодисперсних емульсій із можливістю регулювання дисперсності та забезпеченням високої продуктивності є надзвичайно актуальною [2].

Аналіз останніх досліджень.

Дослідження механізмів подрібнення часток представлені в обмеженій кількості робіт, хоча у численних дослідженнях конкретних гомогенізаторів детально описується їх робота та принцип дії, що часто тлумачать як механізми подрібнення [3, 4]. Основні публікації, присвячені процесу гомогенізації, зосереджені на обґрунтуванні факторів,

які характеризують подрібнення в клапанних гомогенізаторах [5, 6]. Разом із тим аналіз даних показав, що такі гомогенізатори мають суттєві недоліки, зокрема великі габарити та масу, високу металоемність і значні енерговитрати. Інші типи гомогенізаторів не забезпечують потрібного ступеня дисперсності жирової фази. Було встановлено, що високий рівень гомогенізації молока можна досягти в імпульсному гомогенізаторі за умови створення градієнта швидкості потоку, що сприяє подрібненню жирових кульок [7].

Методологія дослідження.

Метою цієї роботи є визначення градієнта швидкості потоку молока під час імпульсної гомогенізації з використанням комп'ютерного моделювання на базі універсальної системи кінцево-елементного аналізу Ansys Workbench.

Руйнування жирових кульок в імпульсному гомогенізаторі відбувається завдяки градієнту швидкості. Оскільки точний розрахунок цього параметру є складним, було прийнято рішення визначити швидкість потоку молока та тиск, що виникає під час імпульсної гомогенізації, за допомогою комп'ютерного моделювання із застосуванням універсальної системи кінцево-елементного аналізу Ansys Workbench [9]. Програмне забезпечення включає модуль CFX, який дозволяє ефективно та надійно виконувати розрахунки, пов'язані з динамікою рідин і газів.

У імпульсному гомогенізаторі швидкість потоку молока насамперед визначається амплітудою та частотою коливань поршня-ударника. Лише встановлення залежності швидкості від параметрів імпульсного гомогенізатора дозволяє оцінити ефективність процесу гомогенізації.

Маючи достатнє уявлення про конструкцію робочої камери та попередньо розраховані геометричні параметри гомогенізатора, за допомогою тривимірної системи автоматизації проєктних робіт SolidWorks була створена робоча модель камери імпульсного гомогенізатора (рис. 1).

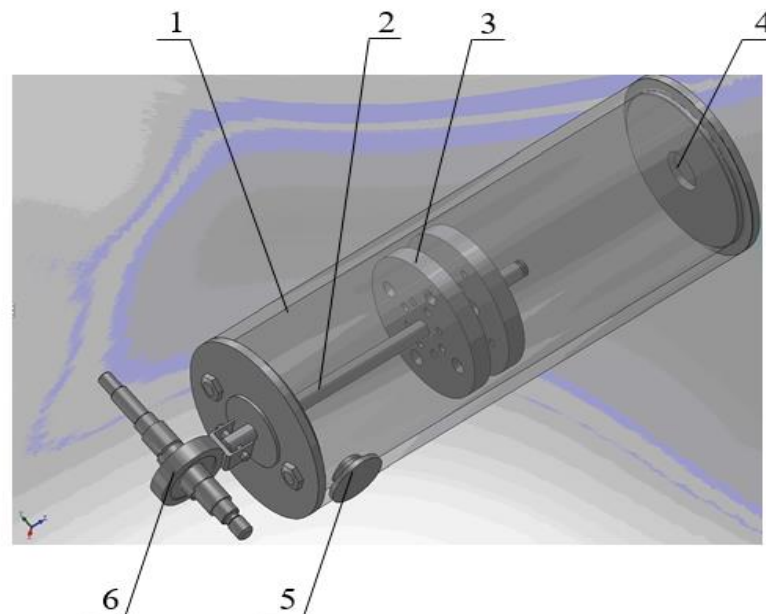


Рис. 1. Модель робочої камери імпульсного гомогенізатора, створена в SolidWorks:
 1 – циліндр; 2 – шток; 3 – поршні-ударники; 4 – підвідний патрубок; 5 – відвідний патрубок; 6 – кривошипний механізм

Після цього модель була безпосередньо інтегрована в модуль CFX на платформі Ansys Workbench. Для підвищення точності розрахунків динаміки рідин і газів застосовували останню версію системи генерації сітки Ansys Meshing.

На початковому етапі вирішення поставленої задачі для зручності розрахунку

область було розділено на дві частини: зону проходження молока через отвори поршня-ударника та зону руху молока в зазорі між поршнем-ударником і циліндром.

На першому етапі розрахунків було виконано стаціонарне моделювання методом фіксованого ротора (Frozen rotor). Це дозволило здійснити попередню оцінку розподілу тиску та швидкостей у робочому циліндрі. Крім того, результати показали, що оптимальною є частота коливання поршня-ударника 55 Гц. При меншій амплітуді швидкість потоку молока виявляється занадто низькою, що робить процес гомогенізації неефективним. Зі збільшенням частоти коливання швидкість потоку зростає лише незначно, тоді як потужність системи підвищується суттєво – приблизно у 1,5 раза. Тому для подальших розрахунків було прийнято використання частоти коливання поршня-ударника 55 Гц.

Для моделювання нестационарного потоку молока розглядався амплітудний діапазон 12 мм, який було розділено на 6 кроків. У результаті нев'язка для більшості рівнянь не перевищувала 10^{-5} , що забезпечує достатню точність для оцінки динаміки течії [9].

У імпульсному гомогенізаторі подрібнення жирових кульок здійснюється за рахунок формування градієнта швидкості потоку молока. Отже, для оцінки ступеня гомогенізації спочатку необхідно визначити величину цього градієнта під час процесу гомогенізації.

Результати дослідження.

Для вирішення цієї задачі спочатку проводили розрахунок швидкості потоку молока на виході з першого та другого поршнів-ударників, у проміжках між поршнями та поза ними, залежно від координати x вздовж робочої камери, за допомогою програмного комплексу Ansys Workbench [8, 9].

Лінії потоків, що відображають розподіл швидкості молока вздовж координати x у довжині робочої камери, наведені на рис. 2.

На основі отриманих даних побудовано графік (рис. 3), що показує залежність швидкості потоку молока від координати вздовж робочої камери при частоті коливання $f = 55$ Гц та амплітуді $h = 10$ мм.

Рівняння, що апроксимують залежність швидкості потоку молока на виході з першого (v_1) та другого (v_2) поршнів-ударників, у проміжку між поршнями (v_3) і поза поршнями (v_4) від координати вздовж довжини камери x , мають наступну форму:

$$v_1 = 0,0005x^5 - 0,0162x^4 + 0,1953x^3 - 1,0104x^2 + 2,2607x - 1,3023; \quad (1)$$

$$v_2 = 0,0002x^5 - 0,0059x^4 + 0,0818x^3 - 0,4905x^2 + 1,4537x - 0,49; \quad (2)$$

$$v_3 = 0,0006x^5 - 0,0175x^4 + 0,1711x^3 - 0,642x^2 + 0,9575x + 0,01; \quad (3)$$

$$v_4 = 0,0241x^2 + 0,0631x - 0,9732. \quad (4)$$

Продиференціювавши рівняння (1), (2), (3) та (4), отримуємо відповідні вирази для градієнтів швидкості потоку на виході з першого $\frac{dv_1}{dx}$ і другого $\frac{dv_2}{dx}$ поршнів-ударників,

у проміжку між поршнями $\frac{dv_3}{dx}$ та поза поршнями $\frac{dv_4}{dx}$:

$$\frac{dv_1}{dx} = 0,0025x^4 - 0,0648x^3 + 0,5859x^2 - 2,0208x + 2,2607; \quad (5)$$

$$\frac{dv_2}{dx} = 0,001x^4 - 0,0236x^3 + 0,245x^2 - 0,981x + 1,4537; \quad (6)$$

$$\frac{dv_3}{dx} = 0,003x^4 - 0,07x^3 + 0,5133x^2 - 1,2852x + 0,9575; \quad (7)$$

$$\frac{dv_4}{dx} = 0,0482x + 0,0631. \quad (8)$$

Графічне відображення залежностей (5), (6), (7) та (8) наведено на рис. 4 при частоті коливань $f = 55$ Гц та амплітуді $h = 10$ мм.

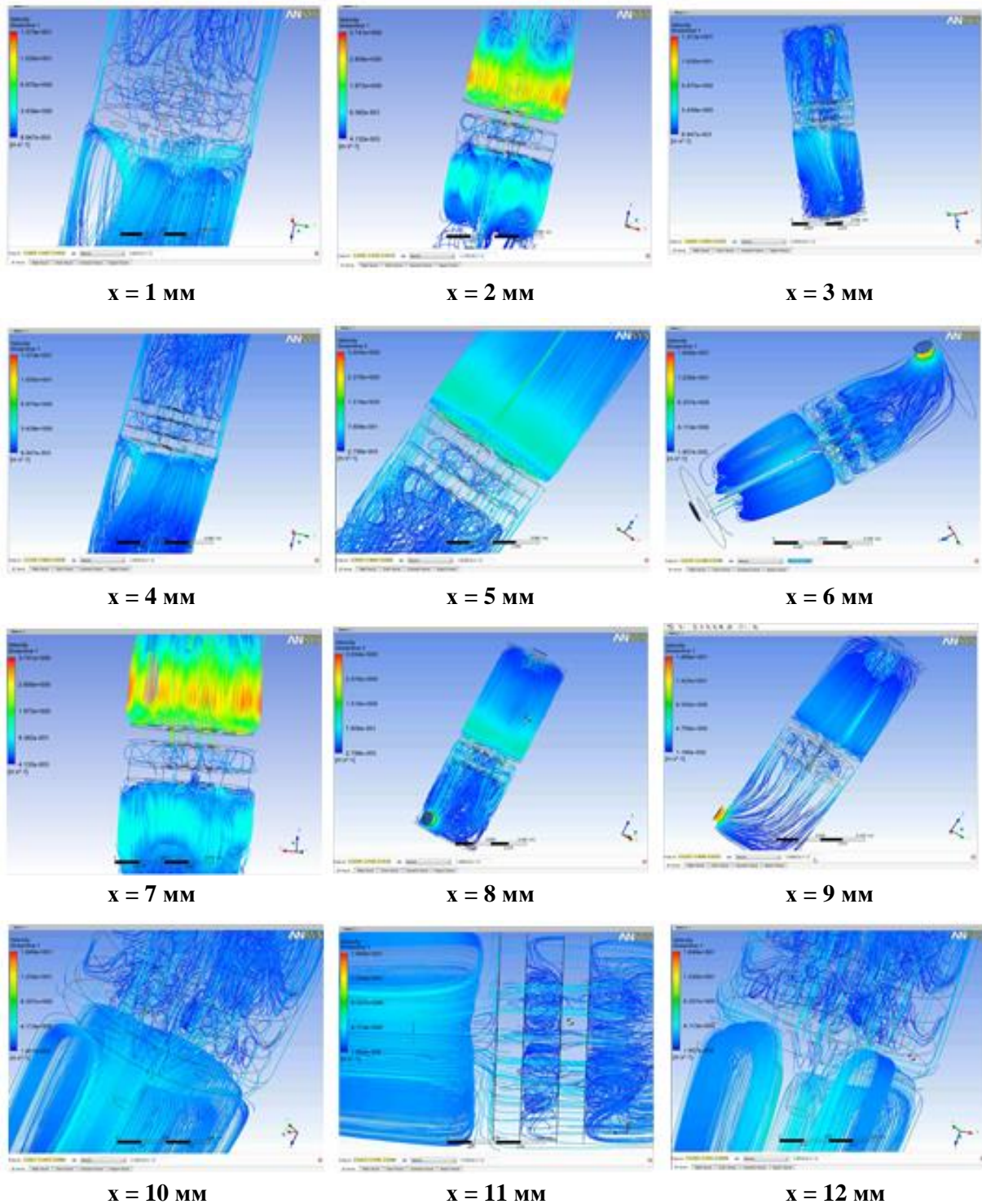


Рис. 2. Тривимірні графіки ліній потоків, що відображають розподіл швидкості молока на виході з другого поршня-ударника залежно від координати x уздовж робочої камери імпульсного гомогенізатора, побудовані в Ansys Workbench

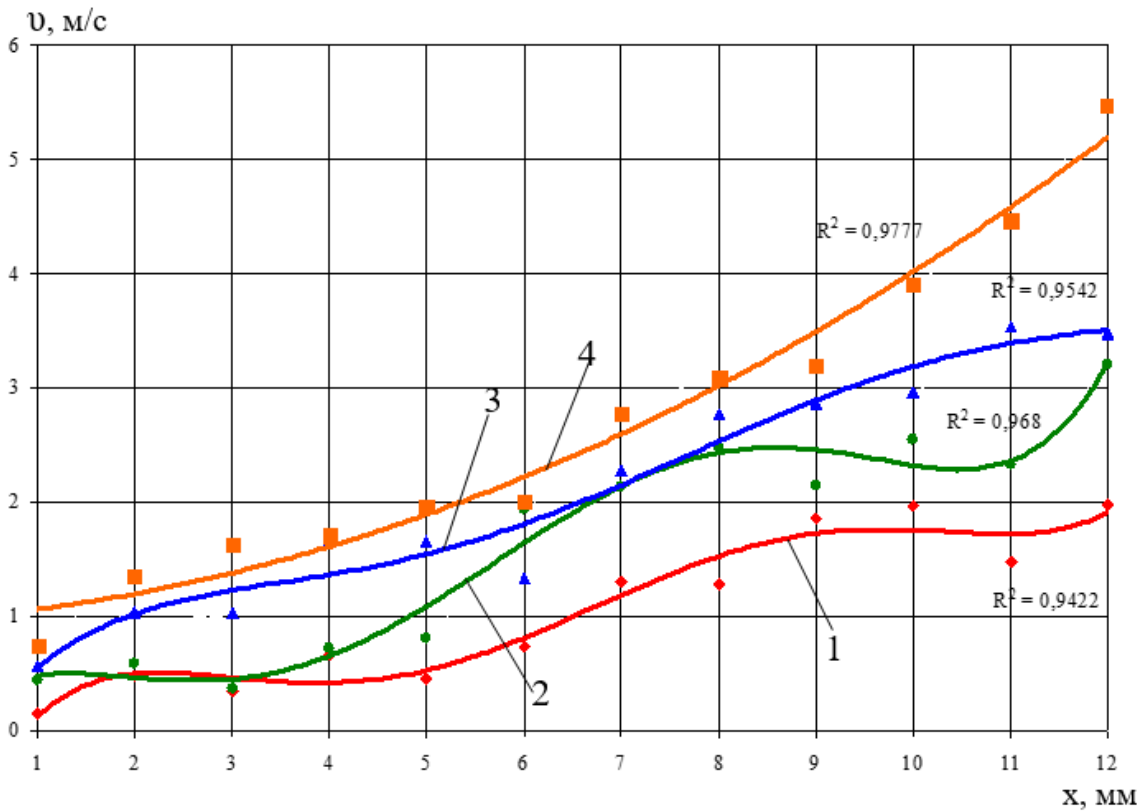


Рис. 3. Графік залежності швидкості потоку молока вздовж довжини робочої камери: 1 – на виході з першого поршня-ударника; 2 – у проміжку між поршнями; 3 – на виході з другого поршня; 4 – поза поршнями

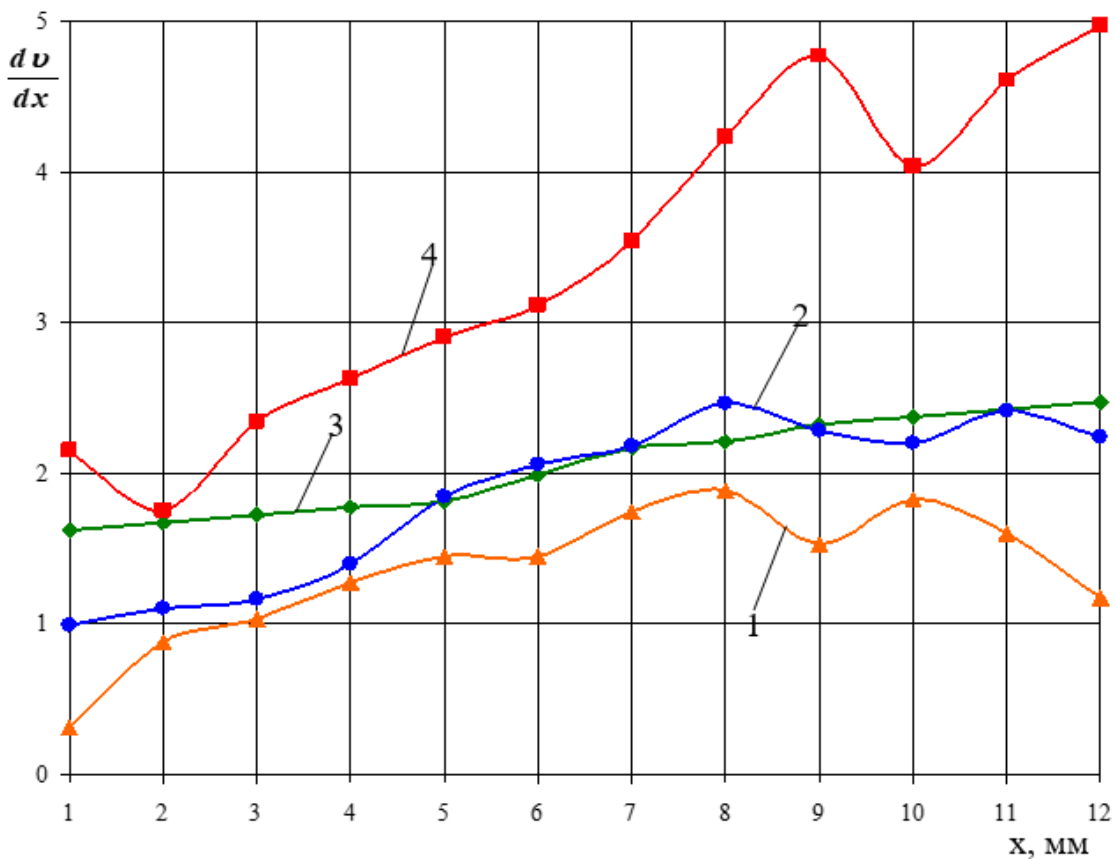


Рис. 4. Графік залежності градієнтів швидкості вздовж довжини робочої камери імпульсного гомогенізатора: 1 – на виході з першого поршня-ударника; 2 – у проміжку між поршнями; 3 – поза поршнями; 4 – на виході з другого поршня-ударника

Отже, з графіка видно, що максимальний градієнт швидкості (2,2–5 м/с) спостерігається на виході з конічних отворів другого поршня-ударника. Можна логічно припустити, що саме в цій зоні досягається найвищий ступінь гомогенізації.

Висновки.

Сучасною актуальною проблемою залишається дослідження технологічного обладнання для гомогенізації дрібнодисперсних емульсій з метою визначення найбільш ефективних апаратів, здатних забезпечити високу якість готової емульсії при мінімальних енерговитратах. Аналіз показав, що перспективним методом отримання продукту високої якості є імпульсна гомогенізація. Дослідження встановило, що ефективність гомогенізації в імпульсному гомогенізаторі безпосередньо визначається градієнтом швидкості потоку молочної емульсії, який формується у робочій камері апарата. Для розрахунку цього градієнта застосовували комп'ютерне моделювання у програмі Ansys Workbench. Розрахунки показали, що максимальний градієнт швидкості потоку молока (2,2–5 м/с) виникає на виході з конічних отворів другого поршня-ударника, що створює умови для найбільш якісної гомогенізації у порівнянні з існуючими гомогенізаторами. Отже, застосування імпульсного гомогенізатора є доцільним для диспергування молочної емульсії в технологічних лініях виробництва питного молока.

Список використаних джерел

1. Wilbey R. A. Homogenization of Milk: Principles and Mechanism of Homogenization, Effects and Assessment of Efficiency: Valve Homogenizers. *Encyclopedia of Dairy Sciences*, 2011. 750–754 <https://doi.org/10.1016/B978-0-12-374407-4.00223-5>.
2. Паляничка Н.О. Використання енергоефективного обладнання для диспергування емульсій. *Праці ТДАТУ*, 2020. Вип. 20. Т. 1. С. 26–34.
3. Drankhar P. Homogenization fundamentals. *IOSR Journal of Engineering*, 2014. 4 (5). 1–8. URL: [www.iosrjen.org/Papers/vol4_issue5%20\(part-4\)/A04540108.pdf](http://www.iosrjen.org/Papers/vol4_issue5%20(part-4)/A04540108.pdf).
4. Liu C., Li M., Liang C., Wang W. Measurement and analysis of bimodal drop size distribution in a rotor-stator homogenizer. *Chemical Engineering Science*, 2013. 102. 622–631. <https://doi.org/10.1016/j.ces.2013.08.030>
5. Samoichuk, K., Kovalyov, A., Fuchadzhy, N., Bezalychna, O., Shevtsova, A. Energy Costs Reduction for Dispersion Using a Jet-Slot Type Milk Homogenizer. *Energies*, 2023. 16(5). 2211. <https://doi.org/10.3390/en16052211>
6. Дейниченко Г.В., Самойчук К.О., Івженко А.О., Левченко Л.В. Аналіз конструкцій гомогенізаторів молочної промисловості. *Праці ТДАТУ*, 2016. Вип.16. Т.1. С. 9–15.
7. Паляничка Н.О. Модель подрібнення жирової фази молока при імпульсній гомогенізації. *Праці ТДАТУ*, 2014. Вип. 14, Т.1. С. 24–29.
8. Dagar N., Sharma R., Rinawa L. M., Gupta S., Chaudhary V., Gupta P. Design and analysis of piston using aluminum alloy and composites in Solidworks and Ansys. *Materials Today: Proceedings*, 2022. 67 (5). 784–791. <https://doi.org/10.1016/j.matpr.2022.07.318>.
9. Hokeš F., Kala J., Hušek M., Král P. Parameter Identification for a Multivariable Nonlinear Constitutive Model inside ANSYS Workbench. *Procedia Engineering*, 2016. 161. 892–897. <https://doi.org/10.1016/j.proeng.2016.08.743>.

Стаття надійшла до редакції 15.05.2025

Стаття прийнята 21.05.2025

Статтю опубліковано 20.06.2025



STUDY OF THE INFLUENCE OF EMULSION FLOW VELOCITY GRADIENT ON THE QUALITY OF MILK DISPERSION IN A PULSATION HOMOGENIZER

N. Palianychka, K. Samoichuk, V. Yalpachyk, A. Kovalov, O. Chervotkina
Dmytro Motornyi Tavria State Agrotechnological University

Summary

The article examines the results of a study on the influence of the velocity gradient of the flow on the degree of dispersion of milk emulsion in a pulsation homogenizer. Homogenization is one of the key technological processes in the dairy industry. With the development of technologies, stricter requirements are imposed on the dispersity of the final product for the components subject to homogenization. The main technical challenge in obtaining finely dispersed emulsions remains the limited capabilities of modern homogenizers. The most common type of equipment used in modern enterprises is the valve homogenizer. They provide high-quality dispersion of emulsions, but are characterized by significant energy consumption during the process, exceeding 7 kW/t. Therefore, the development of new devices and methods for obtaining finely dispersed emulsions with the possibility of adjusting dispersity and ensuring high productivity is extremely relevant. Analysis has shown that a promising method for obtaining a high-quality product is pulsation homogenization. The study established that the efficiency of homogenization in a pulsation homogenizer is directly determined by the velocity gradient of the milk emulsion flow, which is formed in the working chamber of the apparatus. The values of the velocity gradient of the milk emulsion flow were determined by computer modeling using the finite element analysis software package Ansys Workbench. The calculations showed that the maximum velocity gradient of the milk flow (2.2–5 m/s) occurs at the outlet of the conical openings of the second piston-impactor, which creates conditions for the most efficient homogenization compared to existing homogenizers. Therefore, the use of a pulsation homogenizer is appropriate for dispersing milk emulsion in technological lines of drinking milk production.

Keywords. homogenization, flow velocity gradient, Ansys Workbench, working chamber, milk.

ЗАГАЛЬНІ ПИТАННЯ ПРОМИСЛОВОЇ ГІДРАВЛІКИ І ПНЕВМАТИКИ

DOI <https://doi.org/10.32782/1994-4691-2025-1-75-11>
УДК 621.89

ОСОБЛИВОСТІ ФОРМУВАННЯ ГРАНИЧНОЇ МАСТИЛЬНОЇ ПЛІВКИ НА ПОВЕРХНЯХ ТЕРТЯ ГІДРАВЛІЧНИХ МАШИН

FEATURES OF THE FORMATION OF A BOUNDARY LUBRICANT FILM ON FRICTION SURFACES OF HYDRAULIC MACHINES

С. В. Воронін, д-р техн. наук, професор

ORCID: 0000-0001-8443-3222

Український державний університет залізничного транспорту

e-mail: voronin.sergey@ukr.net

Анотація. Уточнено механізм утворення граничної мастильної плівки на поверхнях деталей гідравлічних машин. Враховані особливості міцелярної структури присадки в оливі як фактора, що впливає на фізичну адсорбцію полярних молекул. Проведено розрахунок об'ємної концентрації присадки в неполярному розчиннику та виконане її співставлення зі значенням критичної концентрації міцелоутворення. Запропоновано метод інтенсифікації адсорбції присадки шляхом обробки оливи електричним полем. Проведені експериментальні дослідження впливу концентрації присадки та електричної обробки на характер зміни товщини граничної мастильної плівки. Дослідження виконували методом «стовпця кульок» з вимірюванням висоти стовпця до та після змочування. Підтверджено значення критичної концентрації міцелоутворення для обраної присадки, отримані значення концентрації при якій досягається максимум товщини мастильної плівки.

Ключові слова. гідравлічна олива, присадка, міцела, мастильна плівка, електричне поле.

Постановка проблеми.

Переважає більшість мобільних технологічних машин має гідравлічні силові приводи робочого обладнання. Найбільш відповідальними гідравлічними машинами таких приводів є аксіально-поршневі насоси та мотори, надійність яких визначає надійність гідропривода в цілому, а також експлуатаційні витрати.

Основними процесами, які протікають в цих гідравлічних машинах та визначають їх надійність, є тертя та зношування прецизійних з'єднань і підшипників кочення. Саме тому, високу актуальність має трибологічне забезпечення надійності конструкцій гідравлічних машин, як на етапі їх конструювання, так і в експлуатаційних умовах. До основних факторів, що визначають витрати на тертя та зношування можна віднести: якість матеріалів, клас точності деталі та поверхні тертя, мастильна здатність гідравлічної оливи та умови роботи гідромашини.

В даній роботі ми розглядаємо напрямок підвищення надійності гідравлічних машин в умовах експлуатації. Тут основним фактором впливу є мастильна здатність оливи та умови роботи – тиск оливи, температура, навантаження і швидкість тертя. При незмінних умовах роботи, головним впливовим фактором є мастильна здатність оливи, яка встановлюється по декількох показниках, а саме: в'язкість та параметри мастильної граничної плівки. В'язкість оливи впливає на умови гідродинамічного мащення, яке є переважним в гідромашини та характеризується мінімальними втратами на тертя та знос. Найменш вивченими є параметри мастильної граничної плівки, які визначають здатність гідравлічної оливи до захисту деталей тертя при граничному мащенні – як найбільш небезпечному з точки зору тертя та зношування при роботі в перехідних

режимах. Такі параметри плівки як товщина та несуча здатність обумовлені специфічним механізмом взаємодії оливи з поверхнею тертя на молекулярному рівні, при цьому вказана взаємодія тісно пов'язана з молекулярним складом та будовою самої оливи. Зважаючи на певну невизначеність, розкриття механізму утворення граничної мастильної плівки є актуальною науковою задачею.

Аналіз останніх досліджень.

Методи підвищення надійності гідравлічних машин та приводів можна поділити на 3 види: конструкційні [1, 2], технологічні [3] та експлуатаційні [3–7]. До конструктивних відносять структурне [1], міцнісне та функціональне резервування [2]. Технологічні методи базуються на забезпеченні заданих фізико-механічних властивостей та параметрів мікрогеометрії поверхонь тертя [3]. Експлуатаційні методи полягають в якісному виконанні технічного обслуговування [2], підтримці чистоти оливи [4] та її мастильної здатності [4–7]. Оскільки робота присвячена розгляду механізму формування граничної мастильної плівки, тоді розглянемо попередні дослідження з цього напрямку більш детально.

Для покращення мастильної здатності оливи в них догадають різні функціональні присадки [4–11]. Відомо, що всі присадки по своїй будові складаються головним чином з поверхнево-активних речовин (ПАР). Останні мають постійний або «жорсткий» електричний дипольний момент, що дозволяє їм під дією поверхневої енергії металу адсорбуватися на ньому [10]. Позитивна мастильна дія протизношувальних та антифрикційних присадок підтверджується роботами [4]. В них розглядаються сучасні оливи розчинні присадки, як при різних концентраціях призводять до значних трибологічних ефектів в контакті деталей гідромашин. Також останнім часом виконуються дослідження з використання нано-присадок до гідравлічних оливи [5, 6, 7]. Показано, що добавки наночастинок вуглецю [5] та нанокластерів іншого походження [6, 7] призводять до суттєвого зменшення тертя та, особливо, зношування деталей гідромашин, наприклад технологічних мобільних транспортних засобів [7].

Не зважаючи на високу ефективність присадок та добавок у сучасних гідравлічних оливах, їх позитивний трибологічний потенціал розкритий не повністю. Так відомо, що внаслідок кінетичних процесів, молекули присадки взаємодіють між собою й молекулами базової оливи, що призводить до утворення різноманітних по будові надмолекулярних структур: димери, міцели, свержміцелярні структури, рідкі кристали тощо (рис. 1). Наявність таких структур в об'ємі гідравлічних оливи доведена великою кількістю робіт, наприклад [8, 9], однак в цих роботах не розкритий зв'язок таких надмолекулярних структур та їх будови з механізмом фізичної адсорбції молекул ПАР на поверхнях деталей тертя, тобто процесом формування граничної мастильної плівки. Існують певні дослідження, в яких розглядають вплив так званих «зворотніх» міцел ПАР на коефіцієнт тертя та знос модельних зразків [8] та механізм утворення таких міцел при наявності води в оливі [9]. Цих даних не достатньо для розуміння механізму утворення граничної плівки ПАР та створення методів управління цим механізмом в експлуатаційних умовах, хоча згідно лабораторних та експлуатаційних досліджень [11–14] існують суттєві резерви покращення мастильної здатності гідравлічних та інших технічних оливи. Нприклад, в роботі [11] встановлений вплив електростатичного поля на фізико-хімічні та трибологічні властивості оливи з рідкокристалічними присадками.

В роботах [13, 14] підтверджено позитивний вплив електричної обробки моторної оливи на знос та ресурс деталей двигуна, а в роботі [14] отримана математична модель для розрахунку раціонального ресурсу аксіально-поршневого насоса при застосуванні очистки оливи та її електричної обробки. Тобто, наближення до наукового обґрунтування методів покращення мастильної здатності гідравлічних оливи вже існує, але необхідним залишається уточнення фізики процесу формування граничної плівки та підтвердження адекватності запропонованого механізму.

Методологія дослідження.

Метою дослідження є уточнення механізму взаємодії молекул присадки з поверхнею тертя з урахуванням міцелярної структури в об'ємі оливи, а також експериментальне підтвердження впливу міцелярної структури на товщину мастильної плівки, яка утворюється з молекул присадки на металевій поверхні.

Для уточнення механізму формування мастильної плівки застосовуємо методи фізичної та колоїдної хімії, а саме: існуючі уявлення про будову «зворотних» міцел ПАР у неполярному розчиннику – базовій оливі; фізичній адсорбції ПАР на металі з урахуванням розподілу силового поля поверхні.

Для експериментального дослідження товщини граничної мастильної плівки застосовуємо відпрацьований удосконалений метод «стовпця кульок», який описано в роботах [10]. Для експерименту обрали мінеральну гідравлічну оливу И-30 яка не містить присадок. В якості модельної присадки обрали лауринову кислоту, яку додавали до оливи в концентрації до 1 % по об'єму. Вимірювання товщини плівки виконували при температурі 60 °С з похибкою ± 1 °С.

Результати дослідження.

Кожна молекулярна структура, наведена на рис. 1, має зовнішню й внутрішню енергію, а її наявність в базовій оливі визначається наступними головними характеристиками: концентрацією присадки; природою ПАР; структурою базової оливи, температурою тощо. У такому виді надмолекулярні структури попадають у зазори деталей тертя гідромашин та по-своєму впливають на механізм формування граничної плівки.

Широко відомо [10], що мастильна плівка складається з першого мономолекулярного шару присадки, а вище, якщо сприяють умови, на ньому формується полімолекулярний шар (рис. 2).

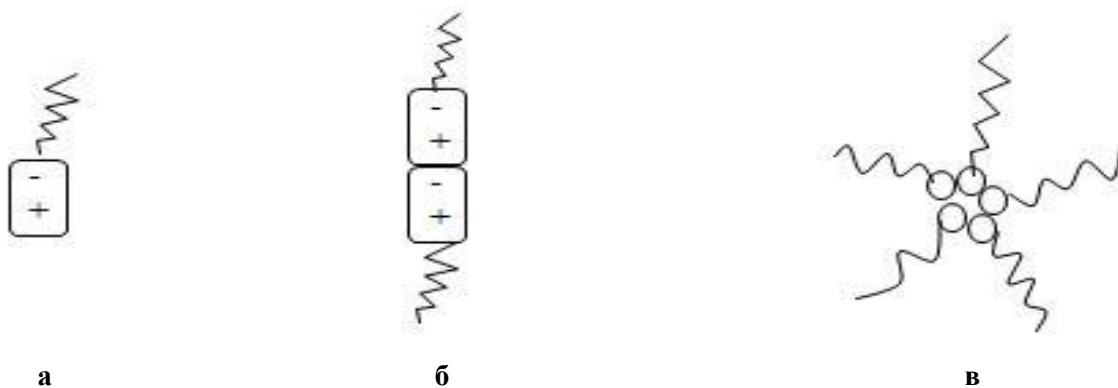


Рис.1. Надмолекулярні структури присадки:
 а - мономер (одиначна молекула); б - димер; в – «зворотна» міцела

Механізм формування мастильної плівки, наведеної на рис. 2, включає наступні основні етапи:

- формування мономолекулярного шару присадки (1),
- формування полімолекулярного шару з димерів (2).

Формування первинного адсорбційного шару (мономолекулярного) засновано на адсорбційному процесі, у якому полярно-активна частина присадки безпосередньо взаємодіє з поверхнею тертя.

Формування полімолекулярного шару протікає як нагромадження й орієнтація димерів з послідовним утворенням одного ряду за іншим.

Помітимо важливу деталь, що описаний механізм формування мастильної плівки вимагає відповідної концентрації присадки в об'ємі базової оливи – (кількість

мономерів і димерів). Крім того, товщина мастильної плівки, як показують раніше проведені дослідження, залежить і від області дії поверхневої енергії металу.

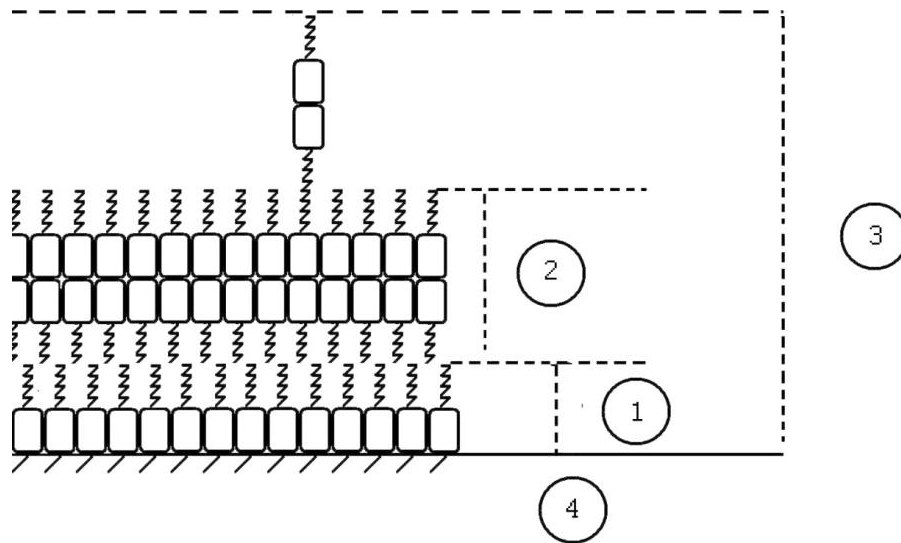


Рис. 2. Структура мастильної плівки:

1 – мономолекулярний шар; 2 – димерний ряд; 3 – змащувальний шар; 4 – поверхня тертя

Відповідно до сучасної уяви зерно металу являє собою іонну решітку, занурену в електронну рідину, і має потенційне поле. Таке поле поширюється на сотні й тисячі ангстрем. Відповідно до теоретичних і експериментальних досліджень, це поле убуває по нормалі від поверхні твердої фази. Схематичний розподіл енергії силового поля поверхні тертя в мастильній плівці можна представити у вигляді кривої 5 (рис. 3).

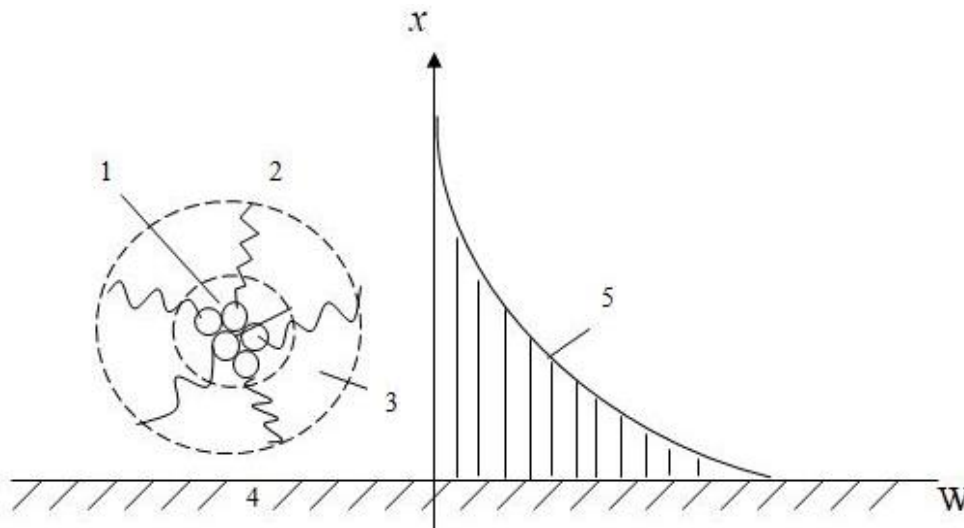


Рис. 3. Надмолекулярна структура оливи, що перебуває в області дії силового поля поверхні тертя: 1 – ядро міцели; 2 – вуглеводний радикал молекули ПАР; 3 – сольватна шуба (оболонка міцели); 4 – поверхня тертя; 5 – крива розподілу енергії силового поля поверхні тертя

Адсорбційний процес протікає постійно, тому що відбувається обмін молекул ПАР мастильної плівки з об'ємом основного потоку гідравлічної оливи, що подається в зазори деталей тертя. Якщо порівняти структуру гідравлічної оливи до потрапляння у зазори пар тертя й структуру мастильної плівки, то цілком очевидно, що силове поле поверхні тертя виконує функції руйнування надмолекулярних структур і формування мастильної плівки згідно механізму, описаного вище на рис. 2. Такий процес

відбувається за певних енергетичних умов. Розглянемо його на прикладі руйнування типової надмолекулярної структури – «зворотної» міцели, сформованої попередньо в гідравлічній оливі за рахунок кінетичних процесів. При цьому слід сказати, що присадки, згідно аналізу їх стану в базовій оливі, залежно від концентрації загалом перебувають в агрегованому стані (рис. 3).

Проведемо енергетичний аналіз із позицій руйнування такої міцелярної структури (рис. 3) під дією силового поля поверхні тертя. Вважаємо, що енергія взаємодії між молекулами ПАР в надмолекулярній структурі дорівнює – E_m , а енергія силового поля поверхні тертя – $E_{\text{П}}$. Помітимо, що остання нелінійно убуває по нормалі від поверхні тертя, пропорційно 3 – 4 ступені відстані [10]. Руйнування надмолекулярної структури – міцели відбудеться в тому випадку, якщо енергія силового поля поверхні тертя перевищує енергію зв'язку молекул у ній, а надалі утворюється мономолекулярний шар присадки, що адсорбується на поверхні тертя по закономірностях фізичної конкурентної адсорбції. Якщо енергії силового поля поверхні тертя недостатньо для руйнування міцел, тобто, $E_{\text{П}} < E_m$, тоді процес адсорбції не відбудеться, тому що до поверхні тертя така структура не може наблизитися, оскільки полярно-активна частина присадки розташована в ядрі. З позицій поляризації вуглеводних радикалів надмолекулярної структури за рахунок силового поля поверхні тертя можлива взаємодія такої структури з поверхнею тертя, однак їх зв'язок відрізняється слабкою енергією.

Для вирішення проблеми формування товстого полімолекулярного шару мастильної плівки з міцел ПАР ключову роль з точки зору руйнування надмолекулярної структури буде виконувати зовнішнє силове поле або кінетичні процеси, пов'язані з температурою.

В цілому, на процес формування мастильної плівки впливають наступні основні фактори:

- область дії та характер розподілу силового поля поверхні тертя;
- концентрація молекул поверхнево-активних речовин (від неї залежить, у якому стані ці молекули будуть перебувати в базовій оливі (мономерному, димерному, міцелярному тощо));
- електронна будова та геометрія молекул ПАР (визначальними параметрами в таких молекул є електричний дипольний момент і довжина вуглеводного радикала);
- хімічний склад базової оливи та наявність забруднень в ній;
- величина зовнішнього навантаження, що діє на мастильну плівку;
- температура в області взаємодії як кінетичний фактор, що сприяє руйнуванню міцел.

Зупинимося на аналізі впливу «зворотних» міцел на товщину адсорбційної плівки мастильної плівки. Відзначимо особливість, що визначає стан молекул ПАР в гідравлічній оливі. Концентрація присадки в оливі у порівнянні з її критичною концентрацією міцелоутворення (ККМ) є визначальним фактором, який впливає на процес фізичної адсорбції. Згідно попередніх досліджень, критична концентрація міцелоутворення для жирних кислот складає близько $0,9 \dots 2,2$ моль/м³ [8].

Якщо відомим є відсотковий вміст присадки в оливі ε , тоді об'ємну концентрацію молекул ПАР можна визначити по залежності

$$c_{\text{ПАР}} = \frac{\rho \cdot \varepsilon}{100 \cdot M}, \quad (1)$$

де M – молярна маса присадки, кг/моль; ρ – щільність, кг/м³.

Для лауринової кислоти, молярна маса якої дорівнює $M = 0,189$ кг/моль, а щільність $\rho \approx 900$ кг/м³, об'ємна концентрація складе $47,6$ моль/м³ при $\varepsilon = 1\%$. При цьому, значення її ККМ в мінеральній нафтовій оливі складає приблизно 2 моль/м³ при температурі 60 °C [8].

Легко побачити, що концентрація присадок в сучасних гідравлічних оливах перевищує власні значення ККМ. Це говорить про те, що у переважна більшість молекул присадок знаходиться в агрегованому (міцелярному) стані, як слід, структура олив не відповідає умовам ефективного формування граничної мастильної плівки, тобто збільшення концентрації присадки не призводить до ефективного формування плівки, а навпаки, після ККМ погіршує цей процес.

Для інтенсифікації адсорбційного процесу молекул ПАР необхідно збільшити їх локальну концентрацію безпосередньо біля поверхні тертя в мономірному або іншому високо полярному стані, що дозволить покращити умови формування мастильної плівки. Нам вважається найбільш доцільним застосувати дію на оливу з присадкою зовнішнім електричним полем (ЕП), що було апробовано для моторних олив в роботах [12, 13]. При цьому головною умовою є достатність напруженості електричного поля для руйнування міцелярних структур присадки.

Враховуючи запропонований механізм формування мастильної плівки та його інтенсифікації електричним полем були отримані результати вимірювань товщини граничної мастильної плівки в лабораторних умовах, які наведені на рис. 4.

Як видно з рис.4, характер зміни товщини мастильної плівки від концентрації присадки різний. Для оливи, в яку додавали присадку та не застосовували обробку ЕП (рис.4, крива 1), існує максимум товщини при концентрації 0,2 %, а подальше зростання концентрації погіршує умови формування плівки, тобто її товщина зменшується. Це пояснюється досягненням ККМ лауринової кислоти при об'ємній концентрації 0,2 % та заданій температурі. Для оливи яка підлягала обробці ЕП (рис.4, крива 2) область максимуму зникає, а товщина плівки нелінійно зростає, навіть при перевищенні значення ККМ, що говорить про руйнування «зворотних» міцел та інтенсифікування адсорбції молекул присадки на металі.

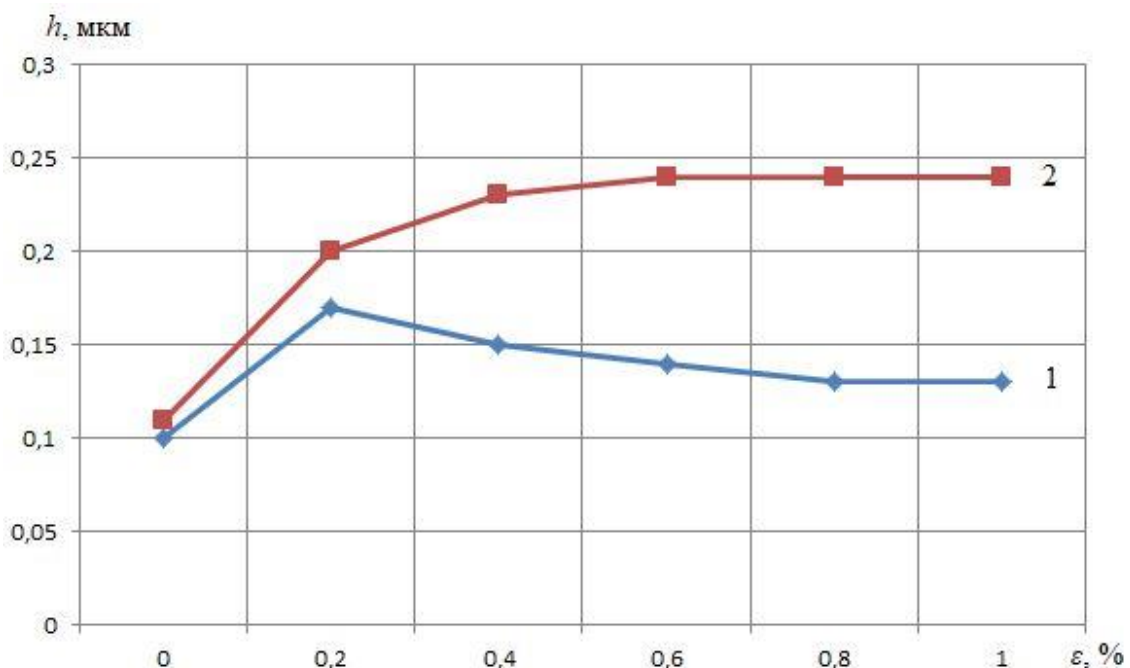


Рис. 4. Експериментальні значення товщини граничної мастильної плівки, отримані методом «стовпця кульок» за різних концентрацій лауринової кислоти:
 1 – олива з присадкою; 2 – олива з присадкою та оброблена ЕП

Отримані результати будуть цікавими для подальшого прогнозування надійності гідравлічних машин, але потребують експериментальних досліджень процесу зношування в умовах зміни концентрації присадки та електричної обробки оливи.

Висновки.

1. Уточнено механізм формування граничної мастильної плівки, згідно якого встановлено, що наявність зворотних міцел присадки в гідравлічній оливі негативно впливає на процес фізичної адсорбції молекул. Розрахунковим шляхом доведено, що присадки в сучасних гідравлічних оливах перебувають в міцелярному стані, оскільки їх концентрація перевищує ККМ, тобто потребують зовнішніх впливів для інтенсифікації адсорбції на поверхнях тертя гідравлічних машин.

2. Запропоновано і досліджено метод інтенсифікації адсорбції присадки на основі попередньої обробки гідравлічної оливи ЕП. Отримані різні характери зміни товщини мастильної плівки для гідравлічної оливи з присадкою та такої ж оливи з додатковою обробкою ЕП, що підтвердило ефективність запропонованого методу, з точки зору особливостей формування граничної мастильної плівки.

3. Отримані результати будуть корисними для подальшого прогнозування зносостійкості деталей та надійності гідравлічних машин, але потребують інтерпретації шляхом постановки експериментальних або стендових досліджень процесу зношування в умовах застосування різних гідравлічних оливи, зміни концентрації присадки в них, відсутності або застосування попередньої електричної обробки оливи.

Список використаних джерел

1. Батлук В.А., Федоренко І.М. Оцінка надійності мехатронних гідроагрегатів на стадії їх проектування. *Східно-Європейський журнал передових технологій*, 2009. №5/6 (41). С. 21–24.
2. Ремарчук М.П., Чмуж Я.В., Євтушенко А.В., Галицький О.О. Удосконалення гідромеханічних пристроїв на етапі проектування машин для створення дренажних каналів. *Промислова гідравліка і пневматика*, 2021. № 2 (66). С. 27–42.
3. Мельянцева П.Т. Забезпечення надійності аксіально-поршневих агрегатів гідравлічних трансмісій в процесі їх ремонту конструктивними заходами. *Modern engineering and innovative technologies*, 2024. 32 (1). 20–28. <https://doi.org/10.30890/2567-5273.2024-32-00-086>
4. Pabsetti P., Murty, R S V N, Bhoje1, Jai, Mathew S. and other. Performance of hydraulic oils and its additives in fluid power system: A review. *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*, 2023. 1161. 012009. <https://doi.org/10.1088/1755-1315/1161/1/012009>
5. Zhao, J., Huang, Y., He Y. Nanolubricant additives: A review. *Friction*, 2021. №9. 891–917. <https://doi.org/10.1007/s40544-020-0450-8>
6. Gupta, R., Harsha, A. Antiwear and extreme pressure performance of castor oil with nano-additives. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*, 2018. 232(9). 1055-1067. <https://doi.org/10.1177/1350650117739159>
7. Duque-Sarmiento D.A., Baño-Morales D.A. Assessment of hydraulic oil properties during operation of a mini loader. *Lubricants*, 2024. 12(9). 320. <https://doi.org/10.3390/lubricants12090320>
8. Gu H., Hirayama T. Effect of surfactant self-assembly on lubrication performance in oil-based systems: the role of reverse micelles and vesicles. *Frontiers in Mechanical Engineering*, 2025. 11:1608716. <https://doi.org/10.3389/fmech.2025.1608716>
9. Sheikh Omar A. Motamen Salehi F., Farooq U., Morina A. Additives depletion by water contamination and its influences on engine oil performance. *Tribology Letters*, 2024. 72(3). <https://doi.org/10.1007/s11249-024-01876-y>
10. Александров Є.Є., Кравець І.А., Лисіков Є.М. Підвищення ресурсу технічних систем шляхом використання електричних та магнітних полів: монографія. Харків: НТУ «ХПІ», 2006. 544 с.
11. Воронін С.В., Сафонюк І.Ю., Аношкіна Н.М., Харківський О.С. Дослідження впливу концентрації рідкокристалічної присадки та електричного поля на фізико-хімічні властивості індустриальної оливи. *Вісник Національного Авіаційного Університету*, 2020. Т. 83. № 2. С. 70–76.
12. Воронін С.В., Стефанов В.О., Харківський О.С. Експлуатаційні випробування пристрою для електростатичної обробки моторної оливи. *Збірник наукових праць Українського державного університету залізничного транспорту*, 2022. Вип. 200. С.11–24.

13. Воронін С.В., Харківський О.С., Губін О.О. Вплив напрацювання та електричної обробки мастильного матеріалу на зносостійкість підшипників ковзання. Збірник наукових праць Українського державного університету залізничного транспорту, 2023. Вип. 205. С. 6–13.

14. Воронін С.В., Стефанов В.О., Васянович Р.С., Трифонов Т.В., Півоваров С.О. Методика та приклад розрахунку раціонального ресурсу аксіально-плунжерних гідромашин мобільної техніки. Збірник наукових праць Українського державного університету залізничного транспорту, 2024. Вип. 208. С. 36–43.

Стаття надійшла до редакції 27.05.2025

Стаття прийнята 30.05.2025

Статтю опубліковано 20.06.2025



FEATURES OF THE FORMATION OF A BOUNDARY LUBRICANT FILM ON FRICTION SURFACES OF HYDRAULIC MACHINES

S. Voronin

Ukrainian State University of Railway Transport

Summary

Based on the concepts of physical and colloidal chemistry, the mechanism of formation of a boundary lubricating film on metal friction surfaces of hydraulic machine parts has been clarified. The features of the supramolecular micellar structure of the additive in the base oil have been taken into account as a factor affecting the process of physical adsorption of surface-active molecules. The volumetric concentration of lauric acid in a non-polar mineral hydrocarbon solvent - industrial base oil - has been calculated. The calculated data have been compared with the value of the critical concentration of micelle formation of lauric acid at the operating temperature of hydraulic oil. It has been established that the real concentration of the additive far exceeds the critical concentration, i.e., additives in modern oils are mainly in a micellar state, which does not contribute to the conditions for effective formation of a lubricating film. A method of intensification of physical adsorption of additive molecules by pre-treatment of the oil with an electric field has been proposed. To confirm the refined mechanism of lubricating film formation and the method of intensification of additive adsorption, experimental studies of the influence of the additive concentration in oil and electrical treatment on the nature of the change in the thickness of the boundary lubricating film were conducted. The studies were performed using the “column of balls” method by wetting the balls with the oil under study and measuring the height of the column before and after wetting. A different nature of the change in the film thickness was established depending on the additive concentration for oil without electrical treatment and with treatment. The value of the critical concentration of micelle formation for the selected additive at a given temperature was experimentally confirmed, and the concentration values at which the maximum thickness of the lubricating film is achieved were obtained.

Keywords: hydraulic oil, additive, micelle, lubricating film, electric field.

Промислова гідравліка і пневматика

Всеукраїнський науково-технічний журнал

№ 1 (75)

*Заснований у 2003 р
Виходить два рази на рік
Мова розповсюдження – українська, англійська*

Підписано до друку 01.06.2025 р.
Формат 60x84/8. Гарнітура Times New Roman.
Папір офсет. Цифровий друк. Ум. друк. арк. 8,94.
Замов № **0677/721**. Наклад 100 прим.

Видавництво і друкарня – Видавничий дім «Гельветика»
65101, м. Одеса, вул. Інглезі, 6/1
Телефони: +38 (095) 934 48 28, +38 (097) 723 06 08
E-mail: mailbox@helvetica.ua
Свідоцтво суб'єкта видавничої справи
ДК № 7623 від 22.06.2022 р.