АСПГП

Асоціація
спеціалістів промислової
гідравліки і пневматики

Державний університет
«Київський авіаційний інститут»
Вінницький національний технічний
університет

XXV МІЖНАРОДНА НАУКОВО-ТЕХНІЧНА
КОНФЕРЕНЦІЯ АС ПГП

Промислова ГІДРАВЛІКА І ПНЕВМАТИКА

МАТЕРІАЛИ КОНФЕРЕНЦІЇ



м. Київ
02-03 грудня 2025 р.

**Асоціація спеціалістів промислової
гідравліки і пневматики
Державний університет «Київський авіаційний інститут»
Вінницький національний технічний університет**



**XXV Міжнародна науково-технічна
конференція АС ПГП**

ПРОМИСЛОВА ГІДРАВЛІКА І ПНЕВМАТИКА

Матеріали конференції

**Київ
02–03 грудня 2025 року**

УДК 62-522:587.35(043.2)

XXV Міжнародна науково-технічна конференція АС ПГП «Промислова гідравліка і пневматика». Київ, 02–03 грудня 2025 р.: м-ли конф. «Глобус-Прес», 2025. — 272 с.

До збірника матеріалів конференції включено тези представлених доповідей, в яких наведено результати досліджень з питань промислової гідравліки і пневматики за тематикою роботи секцій: «Технічна гідрогазомеханіка», «Гідромашини і гідропневмоагрегати», «Системи приводів. Елементи і системи гідропневмоавтоматики», «Гідродинамічні машини та обладнання машинобудівного виробництва», «Загальні питання промислової гідравліки і пневматики, енергозбереження та екології», «Інноваційні, інвестиційні та освітні аспекти розвитку промислової гідравліки та пневматики».

Збірник призначено для широкого кола науковців та фахівців, які працюють в галузі промислової гідравліки та пневматики і буде корисним викладачам, аспірантам та студентам вищих технічних навчальних закладів.

Рекомендовано до друку Організаційним комітетом конференції

Адреса Організаційного комітету конференції: 03680, Україна, м. Київ, проспект Любомира Гузара, 1, офіс 1.014. Тел.: (044) 408-45-54

ISBN 978-617-8835-92-7

ОРГКОМІТЕТ

Співголови оргкомітету

Бадах Валерій Миколайович, канд. техн. наук, зав. кафедри гідрогазових систем АКФ КАІ, виконавчий директор АСПГП (м. Київ)

Козлов Леонід Генадійович, д-р. техн. наук, професор, зав. кафедри технологій та автоматизації машинобудування ВНТУ (м. Вінниця)

Заступники голови оргкомітету

Тарасенко Т.В., канд. техн. наук, доцент с кафедри гідрогазових систем АКФ КАІ (м. Київ)

Петров О.В., канд. техн. наук, доцент, проректор з НПР та ОСП ВНТУ (м. Вінниця)

Бурєнніков Ю.А., канд. техн. наук, професор ВНТУ (м. Вінниця)

Відповідальний секретар

Лук'янов П.В., канд. фіз-мат. наук, доцент (м. Київ)

Склад оргкомітету

Andrzej Kociubinski, Ph.D. (Lublin, Poland)
Антоненко С.С., канд. техн. наук, доцент (м. Суми)
Белятинський А.О., д-р техн. наук, професор (м. Їньчуань, КНР)
Ванєєв С.М., канд. техн. наук, доцент (м. Суми)
Волошина А.А., д-р техн. наук, професор (м. Мелітополь)
Воронін С.В., д-р техн. наук, професор (м. Харків)
Гнатів Р.М., д-р техн. наук, професор (м. Львів)
Губарев О.П., д-р техн. наук, професор (м. Київ)
Гурський В.М., д-р техн. наук, професор (м. Львів)
Гусак О.Г., канд. техн. наук, професор (м. Суми)
Doina-Daniela Cioboată, PhD, Eng. (Bucharest, Romania)
Іванов М.І., канд. техн. наук, професор (м. Вінниця)
Івченко О.В., канд. техн. наук, доцент (м. Суми)
Ковалевський С.В., д-р техн. наук, професор (м. Вінниця)
Кондусь В.Ю., канд. техн. наук, доцент (м. Суми)

Кузнєцов Ю.М., д-р техн. наук, професор (м. Київ)
Луговський О.Ф., д-р техн. наук, професор (м. Київ)
Milan Ed, Ph.D. (Pilzen, Czech Republic)
Мочалін Є.В., д-р техн. наук, професор (м. Ханчжоу, КНР)
Павленко І.В., д-р техн. наук, професор (м. Суми)
Панченко А.І., д-р техн. наук, професор (м. Мелітополь)
Petrica Vizureanu, Prof. Dr. Eng. (Iasi, Romania)
Поліщук Л.К., д-р техн. наук, професор (м. Вінниця)
Ремарчук М.П., д-р техн. наук, професор (м. Харків)
Роговий А.С., д-р техн. наук, професор (м. Харків)
Савуляк В.І., д-р техн. наук, професор (м. Вінниця)
Сахно Є.Ю., д-р техн. наук, професор (м. Чернігів)
Сотник М.І., д-р техн. наук, доцент (м. Суми)
Скворчевський О.Є., канд. техн. наук, доцент (м. Харків)
Струтинський В.Б., д-р техн. наук, професор (м. Київ)
Tatiana Minav, Professor, D. Sc.,Tech. (Tampere, Finland)
T. Ramamohan Rao, Professor (Hyderabad, Republic of India)
Черкашенко М.В., д-р техн. наук, професор (м. Харків)
Чернюк В.В., д-р техн. наук, професор (м. Львів)

Секретарі

Єременко Р.О., асистент каф. ГГС КАІ (м. Київ)
Піонткевич О.В., доцент каф. ТАМ ВНТУ (м. Вінниця)

ЗМІСТ

Пленарне засідання

02 грудня 2025 р. о 10:00 в форматі on-line за посиланням:
https://meet.google.com/rdj-fqtx-csz

Відкриття конференції

Strutynskiy V.B., Doctor of Technical Sciences, Potiienko P.O.
IMPROVING THE ACCURACY OF PRECISION HYDRAULIC AUTOMATION DEVICES BY IMPLEMENTING FUZZY STOCHASTIC OSCILLATIONS OF THE SPOOL VALVE 13

Кондусь В.Ю., канд. техн. наук, доцент
УЗАГАЛЬНЕНА МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ФОРМУВАННЯ НАПОРУ У ВІЛЬНОВИХРОВИХ НАСОСАХ ДЛЯ ОДНО- ТА БАГАТОФАЗНИХ СЕРЕДОВИЩ 21

Секція 1
Технічна гідрогазомеханіка

Єсипчук С.С., Скиданенко М.С., канд. техн. наук, доцент, Ляпощенко О.О., д-р техн. наук, професор
CFD-МОДЕЛЮВАННЯ ГІДРОДИНАМІКИ ТА АНАЛІЗ ЕФЕКТИВНОСТІ РОЗДІЛЕННЯ ДВОХФАЗНИХ СУМІШЕЙ У ВИХРОВІЙ КАМЕРІ СЕПАРАТОРА 23

Lukianov P.V., PhD, Pavlova K.S., PhD
THE EFFECT OF UNSTEADY FRICTION TO WATER HAMMER IN A HOMOGENEOUS FLUID 28

Lukianov P.V., PhD, Song Lin, PhD
THE EFFECT OF PRESSURE FIELD CONVECTION TO WATER HAMMER IN A HOMOGENEOUS FLUID 29

Lukianov P.V., PhD, Badakh V.M., PhD, Utiuhov Ye.V., postgraduator
IMPROVEMENT OF THE FRICTION MODEL IN THE AILERON CONTROL SYSTEM ... 30

Павленко І.В., д-р техн. наук, професор, Яковчук В.В.
ПЕРСПЕКТИВИ ЗАСТОСУВАННЯ ФРАКЦІЙНОГО ЧИСЛЕННЯ В ОБЧИСЛЮВАЛЬНІЙ ГІДРОДИНАМІЦІ 34

Сітало В.С., Ванєєв С.М., канд. техн. наук, доцент
ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ПАРАМЕТРІВ СІТКИ НА РЕЗУЛЬТАТИ РОЗРАХУНКУ ХАРАКТЕРИСТИКИ ВИХРОВОГО КОМПРЕСОРА В ПРОГРАМНОМУ КОМПЛЕКСІ ANSYS CFX 38

Стукалець І.Г., канд. техн. наук, доцент, Баранович С.М., канд. техн. наук, доцент, Коробка С.В., канд. техн. наук, доцент
ВИЗНАЧЕННЯ ДІОДИЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК КЛАПАНА ТЕСЛИ МЕТОДОМ ТРИВИМІРНОГО CFD-МОДЕЛЮВАННЯ У SOLIDWORKS 41

Тарасенко Т.В., канд. техн. наук, доцент
ВИЗНАЧЕННЯ ПОРОГУ КАВІТАЦІЇ ДРОСЕЛЬНИХ ПРИСТРОЇВ У СЕРЕДОВИЩІ ГАЗОНАСИЧЕНИХ РІДИН 45

Турик В.М., канд. техн. наук, доцент, Коколенко А.О.
ДО СКІНЧЕННОРІЗНИЦЕВОЇ МОДЕЛІ ДИСКРЕТНОЇ РОЗДАЧІ ПОТОКІВ У ВЕНТИЛЯЦІЙНИХ СИСТЕМАХ 49

Shkvar Ye., DSc, Professor
PARTICLE IMAGE VELOCIMETRY OF PERIODIC COUNTER-ROTATING VORTICAL SYSTEMS IN THE LONGITUDINAL AND TRANSVERSAL PLANES RELATIVE TO THE MAIN FLOW DIRECTION 52

Кутовий М.С., Ящук О.П.
ГІДРОДИНАМІЧНА СТАБІЛІЗАЦІЯ БПЛА ПРИ РОБОТІ СИСТЕМИ ІМПУЛЬСНОГО ПОЖЕЖОГАСІННЯ З ВИКОРИСТАННЯМ ЕФЕКТУ КРЕТНОГО СТРУМЕНЯ 56

Хлистун О.І., канд. техн. наук, доцент, Бадах В.М., канд. техн. наук, Нетреба В.П., Степанян М.С.
ФАКТОР НЕКОНТРОЛЬОВАНОГО ВИТОКУ ПОВІТРЯ В ЗАБЕЗПЕЧЕННІ НАДДУВУ ГЕРМЕТИЧНОЇ КАБІНИ ЛІТАЛЬНОГО АПАРАТА 58

Макаренко Р.О., канд. техн. наук, доцент, Хлистун О.І., канд. техн. наук, доцент
ОЦІНКА ЕФЕКТИВНОСТІ ГІДРАВЛІЧНОГО ДІОДА З ТОРОЇДАЛЬНОЮ ВИХРОВОЮ КАМЕРОЮ 61

Роговий А.С., д-р техн. наук, професор, Савенков Д.А., Азаров А.С.
КОМПЛЕКСНА ЧИСЕЛЬНА ОПТИМІЗАЦІЯ РОБОЧОГО КОЛЕСА І СПІРАЛЬНОГО ВІДВОДУ ВИСОКОНАПІРНОГО ВІДЦЕНТРОВОГО НАСОСА 65

Секція 2
Системи приводів. Елементи і системи гідропневмоавтоматики

Волянський М.С., доцент
АНАЛІЗ РОБОТИ ГІДРОМЕХАНІЧНОЇ СИСТЕМИ КЕРУВАННЯ АКСІАЛЬНО-ПЛУНЖЕНИМИ НАСОСАМИ У ГІДРОПРИВОДАХ ІЗ ЗАМКНЕНИМ ПОТОКОМ 69

Воронін С.В., д-р техн. наук, Полєтаєв В.В., Бережний Р.А., канд. техн. наук
ВПЛИВ КОНЦЕНТРАЦІЇ ЕМУЛЬСІЇ HFA-E В РОБОЧІЙ РІДИНІ НА МЕХАНІЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ ГІДРОМУФТ ШАХТНИХ КОНВЕЄРІВ 73

Козлов Л.Г., д-р техн. наук, професор, Піонткевич О.В., канд. техн. наук, доцент, Костенко Є.О., Мазурін В.В.
ГІДРОПРИВОД АВТОМАТИЗОВАНОГО ПІДЗЕМНОГО МОДУЛЯ ДЛЯ ЗБИРАННЯ ТА ЗБЕРІГАННЯ ТВЕРДИХ ПОБУТОВИХ ВІДХОДІВ 77

Козлов Л.Г., д-р техн. наук, професор, Ковальчук В.А.
МУЛЬТИФУНКЦІОНАЛЬНА МЕХАТРОННА УСТАНОВКА ПОРТАЛЬНОГО ТИПУ З ПОДВІЙНИМИ НАПРЯМНИМИ 81

Козлов Л.Г., д-р техн. наук, професор, Бурєнніков Ю.А., канд. техн. наук, професор, Petrica Vizureanu, Professor Eng.
ПОКРАЩЕННЯ ДИНАМІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК АДАПТИВНОГО ГІДРОПРИВОДА МАЛОГАБАРИТНОЇ МОБІЛЬНОЇ БУРИЛЬНОЇ УСТАНОВКИ 84

Лозінський Д.О., канд. техн. наук, доцент, Піонткевич О.В., канд. техн. наук, доцент, Сиротін О.А.
ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІЧНИХ ПРОЦЕСІВ В ГІДРОПРИВОДІ МАШИН, ЯКІ ПРАЦЮЮТЬ З ПАСИВНИМ НАВАНТАЖЕННЯМ 89

Назарова О.С., канд. техн наук, доцент, Осадчий В.В., канд. техн. наук, доцент
ЛАБОРАТОРНИЙ СТЕНД ДЛЯ ВИВЧЕННЯ ЕЛЕКТРОПНЕВМАТИЧНИХ МЕХАТРОННИХ СИСТЕМ 93

Панченко А.І., д-р техн. наук, Волошина А.А., д-р техн. наук, Панченко І.А., Холод І.М., Волошин А.А.
ОПТИМІЗАЦІЯ ПАРАМЕТРІВ МЕХАТРОННОЇ СИСТЕМИ З ГІДРАВЛІЧНИМ ПРИВОДОМ АКТИВНИХ РОБОЧИХ ОРГАНІВ САМОХІДНОЇ ТЕХНІКИ 97

Репінський С.В., канд. техн. наук, доцент, Дерібо О.В., канд. техн. наук, професор, Брижак О.А., Долінський Я.Б.
МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ТА ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ГІДРОПРИВОДА ТЕРМОПЛАСТАВТОМАТА 103

Роговий А.С., д-р техн. наук, професор, Стрижак М.Г., доцентка
ШЛЯХИ ПІДВИЩЕННЯ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ ПНЕВМОПРИВОДА 107

Савуляк В.І., д-р техн наук, професор, Шевченко В.В.
РОЗРАХУНКОВА СХЕМА ГІДРОПРИВОДА ЗАНУРЕННЯ ШПАЛЕРНИХ СТОВПЧИКІВ 111

Синицина Є.Ю., PhD, Губарев О.П., д-р техн. наук, професор, Степчук В.О.
ОСОБЛИВОСТІ МОДЕЛЮВАННЯ СИСТЕМИ ЗВОЛОЖЕННЯ БАГАТОЦІЛЬОВОЇ ТЕПЛИЦІ 113

Тарасенко Т.В., канд. техн. наук, доцент
ВПЛИВ ЖОРСТКОСТІ ОПОРИ КРІПЛЕННЯ ГІДРОМЕХАНІЧНОГО РУЛЬОВОГО ПРИВОДА НА ЙОГО ДИНАМІЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ 116

Товкач А.О., Козлов Л.Г., д-р техн. наук, проф., Ковальчук В.А., Папушой О.В.
СТІЙКІСТЬ ГІДРОПРИВОДА НА ОСНОВІ НАСОСА ЗМІННОЇ ПРОДУКТИВНОСТІ З ЕЛЕКТРОГІДРАВЛІЧНИМ РЕГУЛЯТОРОМ 121

Хлистун О.І., канд. техн. наук, доцент, Тарасенко Т.В., канд. техн. наук, доцент, Макаренко Р.О., канд. техн. наук, доцент
ВЕРИФІКАЦІЯ АЛГОРИТМІВ КОНТРОЛЮ ГІДРАВЛІЧНИХ ПРИВОДІВ ЛІТАЛЬНИХ АПАРАТІВ МОДЕЛЮВАННЯМ НА СКІНЧЕННИХ АВТОМАТАХ 125

Обертюх Р.Р., канд. техн. наук, професор, Слабкий А.В., канд. техн. наук, доцент
ПАРАМЕТРИЧНИЙ ГЕНЕРАТОР ІМПУЛЬСІВ ТИСКУ ПІДВИЩЕНОЇ ПРОДУКТИВНОСТІ З РЕГУЛЬОВАНИМ ТИСКОМ ЗАКРИТТЯ 129

Петров О.В., канд. техн. наук, доцент, Коломієць В.С., Мельник С.В., Сербін І.С.
ВИЗНАЧЕННЯ КУТА ПІДЙОМУ РІЗІ ГВИНТОВОГО РОТАТОРА З ГІДРОДВИГУНОМ У РОБОЧОМУ ОРГАНІ МАШИНИ МАНІПУЛЯТОРНОГО ТИПУ 133

Petrov O., PhD, Associate Professor, Edl M., Vice-Dean
IMPROVEMENT OF HYDRAULIC MANIPULATOR JOINT ASSEMBLIES BASED ON INDUSTRY 4.0 TECHNOLOGY 135

Єременко Р.О.
ПІДВИЩЕННЯ ЖИВУЧОСТІ ЕЛЕКТРОГІДРАВЛІЧНИХ СИСТЕМ КЕРУВАННЯ ШЛЯХОМ РЕКУПЕРАЦІЇ СВИНЦЕВИХ АКБ НА АЛЮМОКАЛІЄВИЙ ЕЛЕКТРОЛІТ 136

Башта О.Т., канд. техн. наук, професор
РЕКОМЕНДАЦІЇ ЩОДО ВИБОРУ КОНСТРУКТИВНИХ ТА ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ПАРАМЕТРІВ ГІДРОСИСТЕМ, ЩО ПРАЦЮЮТЬ НА РІДИНІ АМГ–10 З МЕТОЮ ЗБІЛЬШЕННЯ ЇЇ РЕСУРСУ 138

Башта О.Т., канд. техн. наук, професор
РЕКОМЕНДАЦІЇ ЩОДО ВИБОРУ РОБОЧИХ РІДИН З УРАХУВАННЯМ ВПЛИВУ НА НИХ КАВІТАЦІЇ 140

Поліщук Л.К., д-р техн. наук, професор, Свєтлов А.В., Піонткевич О.В., канд. техн. наук, доцент, Трегубов В.О.
ПІДВИЩЕННЯ НАДІЙНОСТІ ГІДРОПРИВОДА ПІДЙОМНО-ТРАНСПОРТНИХ МАШИН ШЛЯХОМ ІНТЕГРАЦІЇ СИСТЕМИ АНТИРЕВЕРСНОГО БЛОКУВАННЯ 142

Секція 3
Гідродинамічні машини та обладнання

Андрїшин М.П., канд. техн. наук, Капітанчук К.І., канд. техн. наук, Якимчук С.А.
ВІДЦЕНТРОВИЙ ВЕНТИЛЯТОР АНУЛОЇДНОГО ЛІТАЛЬНОГО АПАРАТА З ДИСКОПОДІБНИМ КОРПУСОМ ДЛЯ ВЕРТИКАЛЬНОГО ЗЛЕТУ ТА ПОСАДКИ 145

Андрїшин М.П., канд. техн. наук, Капітанчук К.І., канд. техн. наук, Шклярук Д.О.
ВАЛІДАЦІЯ МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ РОБОЧОГО КОЛЕСА НАГНІТАЧА ПРИ ТРАНСПОРТУВАННІ ПРИРОДНОГО ГАЗУ 149

Андрусяк В.О., Івченко О.В., канд. техн. наук, доцент, Подлєсний А.В., Кондусь В.Ю., канд. техн. наук, доцент
ОСОБЛИВОСТІ ПРОЄКТУВАННЯ ВИСОКООБЕРТОВИХ СВЕРДЛОВИННИХ НАСОСІВ В УМОВАХ ОБМЕЖЕНИХ РАДІАЛЬНИХ ГАБАРИТІВ 153

Андрусяк В.О., Івченко О.В., канд. техн. наук, доцент, Кондусь В.Ю., канд. техн. наук, доцент
МЕТОДОЛОГІЧНІ АСПЕКТИ ПОБУДОВИ ПАРАМЕТРИЧНОГО РЯДУ ВИСОКООБЕРТОВИХ СВЕРДЛОВИННИХ НАСОСІВ НА ОСНОВІ ТЕОРІЇ ПОДІБНОСТІ 155

Borysiuk M.
STAND FOR TESTING AND CONTROLLING THE OPERATING CHARACTERISTICS OF PROPELLERS OF MINI UNMANNED AERIAL VEHICLES 157

Volyanska L., professor, Kirchu F., professor, Yashchuk O.
THE EFFECTIVENESS OF HIGH-ALTITUDE UAV PROPELLERS 161

Іземенко В.В., Загорулько А.В., канд. техн. наук, професор
АНАЛІЗ МЕТОДІВ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ГЕРМЕТИЧНОСТІ ТА ДИНАМІЧНОЇ СТІЙКОСТІ РОТОРІВ В ЛУНКОВИХ УЩІЛЬНЕННЯХ ВІДЦЕНТРОВИХ МАШИН 164

Куліков О.А., PhD, Івченко О.В., канд. техн. наук, доцент, Ратушний О.В., канд. техн. наук, доцент
ПОРІВНЯЛЬНИЙ АНАЛІЗ КОНТРРОТОРНИХ СТУПЕНІВ З РІЗНОЮ КОНСТРУКЦІЄЮ КОНТРРОТОРНОГО ДИСКА ТА ВІДВІДНОГО ПРИСТРОЮ 167

Куліков О.А., Івченко О.В., канд. техн. наук, доцент, Ратушний О.В., канд. техн. наук, доцент
ДОСЛІДЖЕННЯ КОНТРРОТОРНОГО НАСОСА ТА ПІДТВЕРДЖЕННЯ ТЕОРІЇ ПОДІБНОСТІ ПРИ ЗМІНІ ЧАСТОТИ ОБЕРТАННЯ 169

Луговий О.Л., Гусак О.Г., канд. техн. наук, професор
БАЛАНС ЕНЕРГІЇ В КОМБІНОВАНОМУ ВІДВОДІ 171

Мелейчук О.С., Ванєєв С.М., канд. техн. наук, доцент
ВИЗНАЧЕННЯ ОСНОВНИХ ХАРАКТЕРИСТИК СТРУМИННО-РЕАКТИВНОЇ ТУРБІНИ ЗА ДОПОМОГОЮ ПРОГРАМНОГО КОМПЛЕКСУ ANSYS CFX 173

Муштай М.В., Кондусь В.Ю., канд. техн. наук, доцент
ПІДВИЩЕННЯ НАДІЙНОСТІ ТА ЗМЕНШЕННЯ ЗАСМІЧЕННЯ НАСОСІВ ЗА РАХУНОК НЕСТАЦІОНАРНИХ ПУЛЬСАЦІЙ ТИСКУ У МІЖЛОПАТЕВИХ КАНАЛАХ 177

Панченко А.І., д-р техн. наук, Волошина А.А., д-р техн. наук, Панченко І.А., Лупинос Г.В., Волошин А.А.
ВПЛИВ ГЕОМЕТРИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ РОЗПОДІЛЬНИХ ВІКОН НА ВИХІДНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПЛАНЕТАРНИХ ГІДРОМОТОРІВ 179

Ратушний О.В., канд. техн. наук, доцент
ВИЗНАЧЕННЯ ТЕОРЕТИЧНОГО НАПОРУ ВІДЦЕНТРОВОЇ КОНТТРОТОРНОЇ МАШИНИ 185

Тромса О.В., Ящук О.П.
МЕТОДИКА РАННЬОЇ ДІАГНОСТИКИ КАВІТАЦІЙНОГО ЗНОСУ ГІДРОАГРЕГАТІВ ВАЖКИХ БПЛА МЕТОДОМ СПЕКТРАЛЬНОГО АНАЛІЗУ ШУМІВ 187

Кондусь В.Ю., канд. техн. наук, Андрусяк В.О., Куліков О.А.
ІНТЕРПОЛЯЦІЙНИЙ МЕТОД ПРОГНОЗУВАННЯ НАПІРНОЇ ХАРАКТЕРИСТИКИ ВІЛЬНОВИХРОВИХ НАСОСІВ НА ЕТАПІ «ДО ПРОЄКТУВАННЯ» 189

Кондусь В.Ю., канд. техн. наук, Муштай М.В., Жуков А.М.
РОЗРОБЛЕННЯ МЕХАНІЗМУ САМООЧИЩЕННЯ ВІЛЬНОВИХРОВИХ НАСОСІВ ДЛЯ ПЕРЕКАЧУВАННЯ РІДИН З ВКЛЮЧЕННЯМИ 191

Кондусь В.Ю., канд. техн. наук
РОЗВИТОК ІННОВАЦІЙНОЇ КООПЕРАЦІЇ НА ОСНОВІ КЛАСТЕРНОЇ МОДЕЛІ: ДОСВІД СУМСЬКОГО МАШИНОБУДІВНОГО КЛАСТЕРА ЕНЕРГЕТИЧНОГО ОБЛАДНАННЯ 194

Секція 4
Технології і обладнання машинобудування

Білостечний В.О., Савуляк В.В., канд. техн. наук, доцент, Ковалевський С.В., д-р техн. наук, професор
МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСУ ХОЛОДНОЇ ПЛАСТИЧНОЇ ДЕФОРМАЦІЇ ФЛАНЦЕВИХ ДЕТАЛЕЙ ЗІ ЗВАРНИХ ЦИЛІНДРИЧНИХ ЗАГОТОВОК ІЗ ЛИСТОВОЇ СТАЛІ AISI 304 З МЕТОЮ ПІДВИЩЕННЯ ЯКОСТІ ТЕХНОЛОГІЧНИХ ВИРОБІВ 196

Віштак І.В., канд. техн. наук, доцент, Мельченко А.С.
МОДЕЛЮВАННЯ ДИФУЗІЙНИХ ПРОЦЕСІВ І ЗМІЦНЕННЯ ПОВЕРХНІ СТАЛЕВИХ ДЕТАЛЕЙ ПІСЛЯ АЗОТУВАННЯ ТА ШЛІФУВАННЯ 200

Віштак І.В., канд. техн. наук, доцент, Резидент Б.С.
ІННОВАЦІЙНІ ТЕХНОЛОГІЇ В РОЗВИТКУ ГАЗОВИХ ПІДШИПНИКІВ 204

Кузьо В.І., Гурський В.М., д-р техн. наук, професор
КОНСТРУКТОРСЬКО–ТЕХНОЛОГІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ЗБІРНИХ МЕТАЛОКОНСТРУКЦІЙ ПІДЙОМНИКІВ З ГІДРАВЛІЧНИМ ПРИВОДОМ 208

Мудрик В.В., Березюк О.В., д-р техн. наук, професор
ВПЛИВ ЗУСИЛЛЯ ВИШТОВХУВАННЯ НА ШВИДКІСТЬ ЗНОШЕННЯ ГІДРОЦИЛІНДРА МЕХАНІЗМУ ВИШТОВХУВАЛЬНОЇ ПЛИТИ СМІТТЄВОЗА 212

Олексюк А.Ю., Сухоруков С.І., канд. техн наук, доцент
ВИГОТОВЛЕННЯ ПІЩАНИХ ФОРМ З ВИКОРИСТАННЯМ 3D-ТЕХНОЛОГІЙ 216

Поліщук Л.К., д-р. техн. наук, професор, Шенфельд В.Й., канд. техн. наук, доцент, Нікіфоров Н.С.
МОДЕРНІЗАЦІЯ РОБОЧОГО ІНСТРУМЕНТУ МОБІЛЬНОГО КОМПЛЕКСУ ДЛЯ РЕМОНТУ ДОРІГ 219

Сорока М.О. Віштак І.В., канд. техн. наук, доцент, Ковалевський С.В., д-р техн. наук, професор
ПІДВИЩЕННЯ ТОЧНОСТІ І ДОВГОВІЧНОСТІ НЕРУХОМИХ З'ЄДНАНЬ ПІДШИПНИКІВ КОЧЕННЯ НА ОСНОВІ ГЕНЕТИЧНОЇ ОПТИМІЗАЦІЇ ПАРАМЕТРІВ ПОСАДКИ 223

Віштак І.В., канд. техн. наук, доцент, Сорока М.О.
ПІДВИЩЕННЯ ТОЧНОСТІ ТА ДОВГОВІЧНОСТІ НЕРУХОМИХ З'ЄДНАНЬ ПНЕВМАТИЧНИХ (АЕРОСТАТИЧНИХ) ПІДШИПНИКІВ ЧЕРЕЗ КЕРОВАНЕ ВІДНОВЛЕННЯ ПОВЕРХНЕВОГО ШАРУ 227

Шиліна О.П., канд. техн. наук, доцент
ВПЛИВ ВАНАДІЮ НА УТВОРЕННЯ СТРУКТУРИ В НАПЛАВЛЕНИХ ПОВЕРХНЯХ ДЕТАЛЕЙ 231

Ящук О.П.
ПІДВИЩЕННЯ ПРОДУКТИВНОСТІ ПАКЕТНОГО РІЗАННЯ ГІДРОАБРАЗИВНИМ СТРУМЕНЕМ 234

Василишин В.Я., канд. техн. наук, доцент, Василишин О.О.
ОПТИМІЗАЦІЯ КОНСТРУКЦІЙ РЕДУКТОРІВ ДЛЯ ВАЖКОГО МАШИНОБУДУВАННЯ 237

Василишин В.Я., канд. техн. наук, доцент, Довган С.І.
УДОСКОНАЛЕННЯ ПРИВОДІВ ПІДЙОМНО-ТРАНСПОРТНИХ МАШИН ДЛЯ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОЇ РОБОТИ 242

Лосіков О.М., Лосікова В.О.
СПОСІБ ВІДНОВЛЕННЯ КОРПУСА НАСОСІВ ПІДЖИВЛЕННЯ АКСІАЛЬНО-ПОРШНЕВИХ ГІДРОМАШИН 246

Ткачьов А., Мироненко С.
ПІДВИЩЕННЯ МІЦНОСТІ ПРОЛЬОТНИХ КОНСТРУКЦІЙ
ТА ОСОБЛИВОСТІ ЇХ РОЗРАХУНКУ 249

Секція 5
Загальні питання промислової гідравліки і пневматики, енергозбереження, екології

Сахно Є.Ю., д-р техн. наук, професор, Коваленко С.В., канд. пед. наук, доцент
ПРИРОДНІ ТА ШТУЧНІ СИСТЕМИ ГІДРАВЛІКИ ТА ПНЕВМАТИКИ 251

Шаргородський С.В., Луговський О.Ф., д-р. техн. наук, професор
МОДЕЛЮВАННЯ УЛЬТРАЗВУКОВОГО СКАЛЬПЕЛЮ З 1½-ХВИЛЬОВОЮ
АКУСТИЧНОЮ СХЕМОЮ ДЛЯ ЛІКУВАННЯ ГЛАУКОМИ 253

Гречка І.П., канд. техн. наук, доцент, Ткачук М.А., д-р техн. наук, професор, Грабовский А.В., д-р техн. наук, Ткачук М.М., д-р техн. наук, Голенко С.О., Хованський С.О., канд. техн. наук, доцент
КОМПЛЕКСНІ МОДЕЛІ ЗВ'ЯЗАНИХ ФІЗИКО-МЕХАНІЧНИХ ПРОЦЕСІВ
У ГІДРОМАШИНАХ ІЗ ВИСОКИМИ ХАРАКТЕРИСТИКАМИ 258

Калюжна Н.
ГІДРАВЛІЧНІ РІДИНИ В АВІАЦІЇ: БАЛАНС МІЖ БЕЗПЕКОЮ ТА
ЕКОЛОГІЄЮ 262

Секція 6
Інноваційні, інвестиційні та освітні аспекти розвитку промислової гідравліки та пневматики

Бурєнніков Ю.А., канд. техн. наук, професор, Козлов Л.Г., д-р техн. наук, професор, Бурєнніков Ю.Ю., канд. екон. наук, доцент, Сокотун В.О.
ГРАТИВНИЙ ПІДХІД ДО ВИКЛАДАННЯ ДИСЦИПЛІНИ «ВСТУП ДО ФАХУ»
ЗА СПЕЦІАЛЬНІСТЮ ПРИКЛАДНА МЕХАНІКА (ОСВІТНЬО-ПРОФЕСІЙНА
ПРОГРАМА – КОМП'ЮТЕРИЗОВАНІ ТЕХНОЛОГІЇ ТА МЕХАТРОННІ
СИСТЕМИ У МАШИНОБУДУВАННІ) 263

Skvorchevsky A., Candidate of Technical Science, Associate Professor
QUANTITATIVE AND QUALITATIVE TRENDS OF THE GLOBAL INDUSTRIAL 267

ПЛЕНАРНЕ ЗАСІДАННЯ

UDC 510: 621.9

Strutynskiy V.B.,
Doctor of Technical Sciences, Professor
Potiienko P.O.
National Technical University of Ukraine
«Igor Sikorsky KPI»

IMPROVING THE ACCURACY OF PRECISION HYDRAULIC AUTOMATION DEVICES BY IMPLEMENTING FUZZY STOCHASTIC OSCILLATIONS OF THE SPOOL VALVE

Precision pressure differential control devices are used in the hydraulic automation systems of special equipment. They have spool regulators integrated into the system, which ensures stabilization of the pressure differential over a wide range of flow rates and operating parameters, in particular, temperature changes. Improving the control accuracy of such devices is a pressing scientific and technical problem. As a rule, the accuracy of pressure differential control of known regulators in dynamic modes does not exceed 10–15% [1]. This significantly reduces the efficiency of hydraulic automation systems. Various means of increasing the accuracy of spool pressure regulators are used [2]. The most effective measures are those aimed at reducing friction and hydrodynamic forces in spools [3]. As a result of information research, it has been established that there are currently no methods for significantly improving the accuracy of pressure differential regulators by implementing fuzzy stoch **Skvorchevsky** astic oscillatory movements of the spool.

The aim of the research is to improve the accuracy of pressure differential regulators by implementing fuzzy stochastic oscillatory movements of the spool. To achieve this goal, the following tasks were set and solved: a theoretical justification was provided for the possibility of improving the dynamic accuracy of precision hydraulic units by implementing fuzzy stochastic oscillatory movements of the spool valve; based on theoretical and experimental studies, an innovative hydraulic automation device was implemented that implements fuzzy stochastic oscillations of the spool; the effectiveness of the developed technical solution was confirmed by

mathematical modeling. Experimental design and theoretical methods [4] were used in the research process.

The theoretical justification for improving the accuracy of precision hydraulic automation devices takes into account that they operate in harsh dynamic conditions. Samples of special equipment that use precision devices are complex hydraulic units. Experimental studies of devices as part of a hydraulic unit and measured values of the resulting pressure drop p (see Fig. 2b) confirm the presence of significant changes in pressure drop over time. This is unacceptable from the point of view of reliable operation of the hydraulic unit.

In a linear formulation, the relationship between the output Yi(t) and input Xj(t) parameters of the hydraulic automation device is presented as a set of linear differential equations:

$$a_{in}\frac{d^nY_i}{dt^n}+\ldots+a_{i1}\frac{dY_i}{dt}+a_{i0}Y_i=\sum_{j=1}^{\mu}\left(b_{j0}X_j+b_{j1}\frac{dX_j}{dt}+\ldots+b_{jm}\frac{d^mX_j}{dt^m}\right) \quad (1)$$

where i = 1, 2, ..., υ.

Equation (1) includes μ coefficients $b_{j0}, b_{j1}, ..., b_{jm}$ and ν coefficients $a_{i0}, a_{i1}, ..., a_{in}$.

In mathematical modeling, each pair of input–output parameters is considered separately, resulting in (μ-ν) operator mathematical models of the form:

$$Y_i(s)=W_{ij}(S)X_j(S),\quad i=1,2,...,\nu,\quad j=1,2,...,\mu, \quad (2)$$

$$W_{ij}(S)=\frac{b_{j0}+b_{j1}S+\ldots+b_{jm}S^m}{a_{in}S^n+\ldots+^n a_{i1}S+a_{i0}}$$ – transfer function from the j-th input parameter to the i-th output parameter.

In mathematical modeling of a hydraulic automation device, the frequency characteristics of a dynamic system corresponding to its transfer function are used. The transfer function $W_{ij}(S)$ by formal substitution – $S \to j\omega$ (ω – frequency, $j=\sqrt{-1}$ – imaginary unit) is converted into frequency form:

$$W_{ij}(j\omega)=\frac{b_{j0}+jb_{j1}\omega+\ldots+j^mb_{jm}\omega^m}{j^na_{in}\omega^n+\ldots+ja_{i1}\omega+a_{i0}}$$

which is a complex-significant function of the real argument (frequency) ω.

A hydraulic automation device, whose input receives a stationary ergodic input parameter with spectral density $S_{xj}(w)$, also has a stationary ergodic random parameter with spectral density at its output:

$$S_{yi}(\omega)=|W_{ij}(j\omega)|^2\bullet S_{xj}(\omega), \quad (3)$$

$|W_{ij}(j\omega)|^2$ – square of the frequency transfer function modulus.

The internal parameters of the hydraulic automation device, which have vaguely defined stochastic oscillations of the spool, change randomly. To determine them, a set of random numbers is used, which implements the Monte Carlo method [1].

It is assumed that changes in the coefficients of mathematical model (1) are functions of a set of k independent random variables. $g_1^*, g_2^*, ..., g_k^*$. with normal distribution laws. Accordingly, the internal parameters of the mathematical model of the hydraulic automation device will be determined by functional dependencies:

$$a_{i0}^*=a_{i0}(g_1^*, g_2^*, ..., g_k^*), \qquad b_{j0}^*=b_{j0}(g_1^*, g_2^*, ..., g_k^*),$$

$$a_{in}^*=a_{in}(g_1^*, g_2^*, ..., g_k^*), \qquad b_{jm}^*=b_{jm}(g_1^*, g_2^*, ..., g_k^*).$$

These formulas yield an infinite number of implementations:

(l = 1, 2, ..., L → 8)
values of the model coefficients.

In this case, the differential equations of the relationship between the input and output parameters of the device will take the following form:

$$a_{inl}\frac{d^nY_{il}}{dt^n}+\ldots+a_{i1l}\frac{dY_{il}}{dt}+a_{i0l}Y_{il}=\sum_{j=1}^{\mu}b_{i0l}X_j+b_{j1l}\frac{d^nX_j}{dt}+\ldots+b_{jml}\frac{d^mX_j}{dt^m}$$

$$i=1,2,...,\omega,\quad l=1,2,...,L\to 8. \quad (4)$$

In equation (4), the index l denotes l and the realization of a set of random variables that determine the coefficients of the mathematical model. Moreover, the values of the coefficients of equation (4) do not depend on time, and the realization of the output parameter Y_{il} is a deterministic function of time. Equation (4) is a generalization of equation (1). For equation

(4), operator dependencies (2) and (3) also apply. Accordingly

$$\overline{S}_Y(\omega) = \frac{1}{L}\sum_{l=1}^{L}\left|W_{ijl}(j\omega)\right|^2 S_{\dot{x}}(\omega)$$

otherwise

$$\overline{S}_Y(\omega) = \overline{\left|W_{ij}(j\omega)\right|^2} \cdot S_{\dot{x}}(\omega) \qquad (5)$$

$$\overline{\left|W_{ij}(j\omega)\right|^2} = \frac{1}{L}\sum_{l=1}^{L}\left|W_{ijl}(j\omega)\right|^2$$

The criterion for the efficiency of a hydraulic automation device with vaguely defined stochastic spool oscillations is a reduction in the calculated spectral output density (5) compared to its value (3). It has been established that by changing the coefficients b_{j0}, b_{j1}, ..., b_{jm} та ai_0, a_{i1}, ..., a_{in} The hydroautomatic device can ensure a reduction in the calculated spectral density (5) by an order of magnitude compared to the value (3).

Based on theoretical and experimental research, an innovative hydraulic automation device has been developed that implements fuzzy stochastic oscillatory movements of the spool (Figure 1).

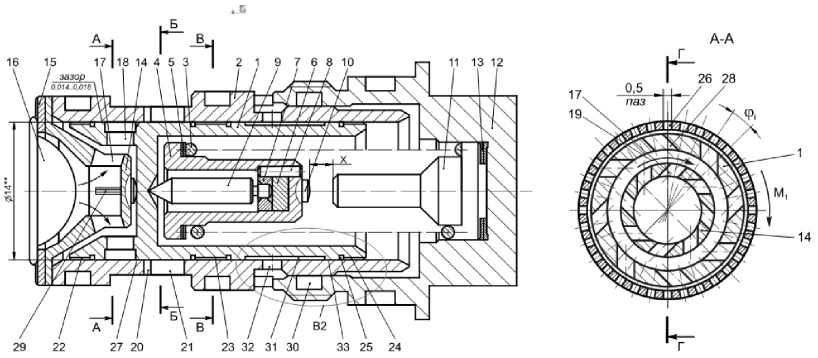


Figure 1 – Hydraulic automation device that implements stochastic oscillatory movements of the spool

The device includes a spool 1 located in the opening of the sleeve. Spring 3 is installed in cup 4. Cup 4 has a support insert 6 and a radial bearing 7 in its inner part, which are fixed with pin 8.

A rod 9 is placed in the cavity of the glass 4, which has a cylindrical shank that enters the bearing 7. The shank has a spherical end 9 that interacts with the support insert 6. The left edge of the rod interacts with a conical recess made in the center of the spool 1. The cup 4 has a spherical support protrusion 10 on its right end. This shoulder limits the stroke of the spool x. The right edge of the spring 3 rests on the bushing 11, and the spring is centered on the bushing by its inner diameter. The bushing 11 is installed in the opening of the cover 12. Washers 13 are installed between the bushing 11 and the cover 12.

The movement of spool 1 to the left is limited by stop 14, which has a spherical protrusion that interacts with the end face of the spool. Stop 14 is fixed by sleeve 2. Washer 15 is installed between stop 14 and filter 16. Stop 14 has a system of holes 17, which serves as a guide device for creating a vortex motion of the fluid at the inlet to the holes 18 of spool 1.

The holes 17 in the stop 14 swirl the flow of fluid passing into the spool cavity (shown by arrow 19). The flow of fluid passing through the holes 18 of the spool 1 creates a torque M1 on the spool, which causes the spool to turn (rotate) in the direction of the torque M1.

To facilitate rotation, three groups of grooves are made on the surface of spool 1. Group 22 of grooves is directly adjacent to the left end of the spool. The central group of grooves 23 is located in the middle part of the spool, and group 24 of grooves is located near the right end of the spool. Grooves 25 are made to relieve the spool from the action of transverse pressure forces on its surface.

The grooves on the surface of the spool form a system of hydrodynamic bearings that facilitate the rotation of the spool. In addition, the grooves provide drainage in the main parts of the gap between the spool and the sleeve. This is especially important for a spool that has high-frequency axial oscillations of insignificant amplitude. Axial oscillations are provided by small grooves 27 on the throttle edge of the spool. Grooves 27 are made on the end face of the spool using a special electrode.

Grooves 27 are arranged randomly . The distances between the grooves are selected using a random number generator with a normal distribution law. When the spool 1 rotates, the grooves 27 located on the throttle edge of the spool pass in the vicinity of the throttle groove 20 made in the sleeve 2. This causes random pulse changes in the fluid flow rate. This leads to a

stochastic pulse axial load on the spool. Random values of the distances between the grooves provide a system of random pulses of axial load on the spool. The spectral density of random loads is selected from the condition of overlapping the range of natural frequencies of the spool. Under the action of random loads, statistical resonance occurs and the spool performs stochastic axial oscillations at frequencies close to the resonance frequencies. For the fluid to exit the cavity of the cover 12, a groove 31 is made on the surface of the spool 1, and holes 32 are made in the sleeve 2.

The device design provides for damping of the spool's axial vibrations. The spool's vibrations are damped by a throttle in the form of a belt 33 on the spool surface. The effectiveness of the developed innovative hydraulic automation device has been confirmed by mathematical modeling.

The characteristic of the device is a parabola whose coefficients have random variations:

$$\Delta p = R_l Q_l + R_T Q_l |Q_l| \qquad (6)$$

$R_{Л}$ – linear hydraulic resistance of the device's hydraulic line; R_T – quadratic hydraulic resistance of the hydraulic line.

Linear hydraulic resistance is determined by the following relationship:

$$R_{Л} = \frac{150}{\pi}\rho\sum_{i=1}^{n_l}\frac{\ell_i}{d_i^4} + \delta R_{Л} \qquad (7)$$

ρ – density of liquid; ℓ_i, d_i – length and equivalent diameter of a pipeline with laminar fluid flow; n_i – number of consecutively connected pipelines; $\delta R_{Л}$ – random component of linear resistance determined according to the Monte Carlo method.

Quadratic hydraulic resistance is determined by the following relationship:

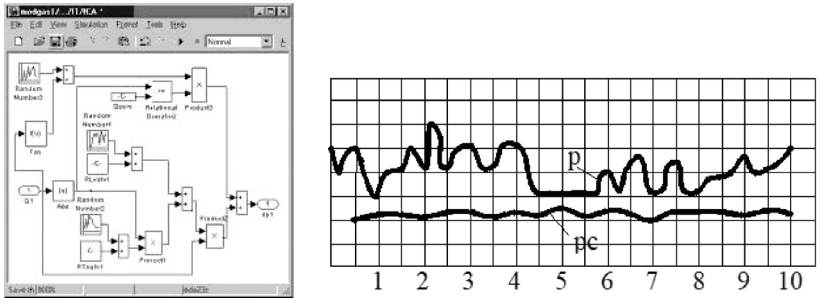
$$R_T = \frac{8\rho}{\pi^2}\sum_{j=1}^{n_T}\frac{\lambda_j \ell_j}{d_j^5} + \frac{\rho}{2}\sum_{K=1}^{n_M}\frac{\xi_K}{S_K^2} + \delta R_T + \frac{\rho}{2}\frac{\xi_\partial}{s_\partial^2} \qquad (8)$$

The first sum on the right corresponds to hydraulic losses along the length of the pipeline, and the second sum corresponds to local pressure losses in the spool.

In formula (8), it is indicated that: ℓ_i, d_i – length and equivalent diameter of a pipeline with turbulent fluid flow ; s_k – cross-sectional area of local hydraulic resistance; ζ_k – coefficient (of κ-numbers) of local hydraulic resistance; n_T – number of consecutively connected pipelines with turbulent

fluid flow; n_M – number of local hydraulic resistances; λ – hydraulic resistance coefficient of the j-th pipeline (Darcy coefficient); δR_l – the random component of quadratic resistance is determined according to the Monte Carlo method; ζ_δ – hydraulic resistance coefficient of the spool throttle opening; s_δ – the cross-sectional area of the throttle opening, which is a random variable.

A mathematical model of the static characteristics of the device has been developed (Fig. 2a).



a b

Figure 2 – Structural mathematical model of the static characteristics of the unit (a) and simulation results (b)

The model has means for calculating random characteristic parameters. The model input is fluid flow rate Q_l through the device, and the pressure difference at the outlet dp1.

Blocks RLvalve and RTvalve models are used to input deterministic components of linear (laminar) and quadratic (turbulent) drag. Random components of these parameters are specified in Random Number blocks numbered 1 and 2. In the vicinity of zero flow values ($Q_l \approx 0$) The device characteristics differ from parabolic ones. Nonlinear characteristics in the vicinity of low flow rates are modeled using a block Fcn, and the random component using the Random Number 3 block. As a result of modeling, the device characteristics pc are determined (Figure 2b).

Conclusions

1. As a result of the theoretical analysis of the dynamic properties of precision hydraulic automation devices, it has been established that the vaguely defined stochastic oscillations of the spool reduce the spectral density of the output pressure drop by 2–5 times.

2. It has been proven that the necessary values of fuzzy parameters that implement optimal stochastic axial oscillations of the spool can be achieved by design measures, in particular, by making microgrooves on the working edge of the spool, randomly located around the periphery of the spool edge. It is rational to make grooves with a distance between them distributed according to a normal law.

3. Mathematical modeling of a hydraulic automation device in which vaguely defined stochastic oscillations of the spool are implemented confirmed a significant increase in the accuracy of the device. The presence of oscillations reduces pressure drop control errors by 4–8 times compared to the basic version of the device.

4. As a direction for further research, it is recommended to investigate the possibility of using stochastic spool valve oscillations to compensate for the negative impact of pump pressure pulsations on the characteristics of the hydraulic unit as a whole.

References

1. Струтинський В.Б., Колот О.В. Математичне моделю-вання стохастичних процесів у системах приводів. – Краматорськ: ЗАТ "Тираж-51", 2005. – 530 с.

2. Li R., Wei W., Liu H., Geng X., Cui J., et al., 2024, Design and experimental validation of a valve-distributed pump, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science, 238, 12, 5488-5497

3. Xiaoqiu Xu, Han Tao and Junwei Han. Shock Mechanism Analysis and Simulation of High-Power Hydraulic Shock Wave Simulator. Research Article. Open Access. Volume 2017. Article ID 4361256 https://doi.org/10.1155/2017/4361256

4. Струтинський, В.Б. Наземні роботизовані комплекси: монографія / В.Б. Струтинський, А.М. Гуржій. – Житомир: ПП «Рута», 2023. – 497 с. https://ela.kpi.ua/handle/123456789/57111

УДК 621.65

Кондусь В.Ю., канд. техн. наук
Сумський державний університет

УЗАГАЛЬНЕНА МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ФОРМУВАННЯ НАПОРУ У ВІЛЬНОВИХРОВИХ НАСОСАХ ДЛЯ ОДНО- ТА БАГАТОФАЗНИХ СЕРЕДОВИЩ

Вільновихрові насоси використовуються для перекачування складних середовищ із твердими, волокнистими та газовими включеннями, тому стандартні підходи до розрахунку напірних характеристик не забезпечують достатньої точності. У роботі представлено узагальнену математичну модель формування напору, яка охоплює як однофазні режими, так і транспортування багатофазних сумішей зі змінною концентрацією включень [1].

Модель ґрунтується на розділенні енергетичного обміну в насосі на три механізми: лопатевий внесок, вихровий внесок та сумарні гідравлічні втрати. Лопатевий внесок описує безпосередню передачу енергії через міжлопатеві канали робочого колеса, де розглядається реальний трикутник швидкостей і вплив ковзання потоку. Вихровий внесок визначається тороподібною циркуляцією рідини у вільній камері, де потік має двозонну структуру: область твердотільного обертання поблизу робочого колеса та область потенційного вихору у периферійній зоні. Узгодження цих зон забезпечує визначення енергії вихору, що перетворюється у напір [2].

Гідравлічні втрати поділено на три складові: втрати на вході, втрати на виході з робочого колеса та втрати змішування в зоні взаємодії лопатевого й вихрового потоків. Останні є найбільш значущими для вільновихрових насосів, оскільки саме тут формуються інтенсивні турбулентні пульсації та дисипація енергії.

Для однофазних рідин модель дозволяє визначати напір як суму лопатевого і вихрового внесків з урахуванням втрат, що забезпечує базову характеристику насоса.

Для багатофазних робочих середовищ модель узагальнено на три підходи залежно від концентрації включень:

1. Однорідне реальне середовище (вміст домішок <1%), де вводяться ефективні густина та в’язкість без врахування ковзання фаз.

2. Ковзна суміш із помірними концентраціями (1–10%), у якій тверді частинки та газові бульбашки мають власні швидкості. Вводиться число Стокса, що характеризує інерційність включень, та описуються додаткові втрати від міжфазного зсуву швидкостей.

3.Густі або аеровані середовища, де кожна фаза описується окремими рівняннями збереження маси й імпульсу. Враховуються сили опору, підіймальна сила, сила додаткової маси та турбулентна дифузія. Такий підхід відповідає повноцінним CFD-моделям і дозволяє описувати стратифікацію фаз та реальну структуру потоку.

Отримана модель забезпечує комплексний опис механізмів формування напору у вільновихрових насосах, дозволяючи кількісно оцінювати вплив геометрії робочого колеса, параметрів вільної камери, концентрації включень та співвідношення лопатевого й вихрового потоків. Це створює підґрунтя для точнішого прогнозування напірних характеристик, оптимізації конструкції та розроблення енергоефективних насосів для роботи в умовах підвищеної абразивності й нерівномірності потоку.

Список використаних джерел

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

2. Pavlenko, I., Kondus, V., & Puzik, R. (2025). Hydrodynamics of Toroidal Vortices in Torque-Flow Pumps. Applied Sciences, 15(20), 11299. https://doi.org/10.3390/app152011299

СЕКЦІЯ 1
ТЕХНІЧНА ГІДРОГАЗОМЕХАНІКА
ГОЛОВА СЕКЦІЇ – РОГОВИЙ А.С., Д-Р ТЕХН. НАУК, ПРОФЕСОР

Єсипчук С.С.
https://orcid.org/0000-0002-4101-8827,
Скиданенко М.С., канд. техн. наук, доцент,
https://orcid.org/0000-0002-0277-1867,
Ляпощенко О.О., д-р техн. наук, професор,
https://orcid.org/0000-0002-6657-7051

FD-МОДЕЛЮВАННЯ ГІДРОДИНАМІКИ ТААНАЛІЗ ЕФЕКТИВНОСТІ РОЗДІЛЕННЯ ДВОХФАЗНИХ СУМІШЕЙ У ВИХРОВІЙ КАМЕРІ СЕПАРАТОРА

Ефективне розділення багатофазних потоків є актуальним завданням у нафтогазовій та хімічній промисловостях. Використання вихрових сепараторів є перспективним завдяки їх високій продуктивності та ефективності. На основі аналізу існуючих конструкцій сепараторів розроблено базову модель вихрової камери з тангенціальним підводом рідини. Створено серію геометричних модифікацій, що включають конструкції з подвійним конусом, циліндричними вставками та різними кутами при вершині конічних поверхонь. CFD–моделювання використовували моделі турбулентності k–ε та k–ε RNG, для аналізу дисперсної фази використано метод DPM (Discrete Phase Model).

Проведено факторні експерименти у діапазоні швидкостей 1–10 *м/с* з використанням води як модельного середовища. Проаналізовано отримані гідродинамічні характеристики, поля швидкостей, тиску та траєкторії руху частинок.

Отримані результати корелюються з даними інших дослідників. Згідно з *Hamdy et al.* [1], збільшення довжини конуса призводить до різкого зростання втрат тиску, що підтверджується дослідженнями в лабораторії СумДУ – моделі з кутом при вершині конуса понад 100° демонструють зростання коефіцієнта опору до 3.35. Дослідження *Wang et al.* [2] засвідчили, що використання додаткових вставок зменшує перепад тиску на 7.8%, тоді як конструкція з подвійним конусом винахідників з СумДУ забезпечує зниження опору на 35%.

Робота Qi [3] довела ефективність внутрішніх модулей, що підтверджується результатами для моделі з циліндричною вставкою. Дослідження *Huang et al*. [4] та *Frank et al.* [5] вказують на важливість комплексного підходу до проєктування сепараторів, що узгоджується з пропонованою методикою поєднання CFD-моделювання з аналізом різних геометричних конфігурацій. Робота *Wasilewski et al.* [6] доводить вплив кута вхідного патрубка на ефективність сепарації, що підтверджує необхідність оптимізації геометричних параметрів. Дослідження *Suvanjumrat et al.* [7] демонструють важливість CFD-моделювання для аналізу сепарації мікрочастинок, що узгоджується з отриманими результатами по розподілу частинок за розмірами авторами з СумДУ.

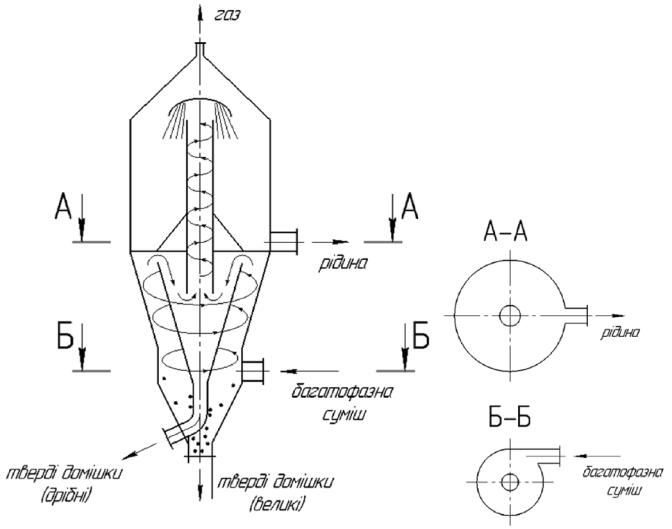
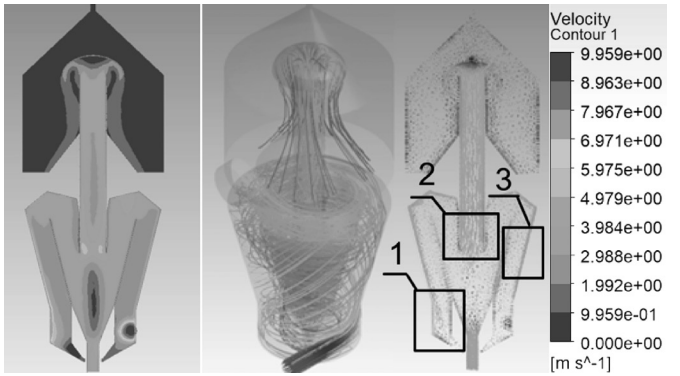
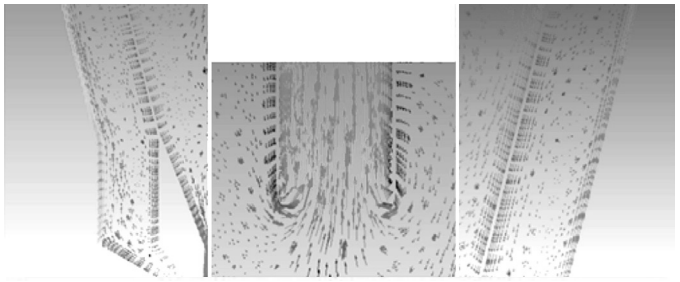


Рисунок 1 – Принципова схема роботи сепаратора

Конструкція з подвійним конусом виявилася найбільш ефективною, демонструючи коефіцієнт гідравлічного опору 1.85, що є на 35% нижчим за показники інших розрахованих моделей. Таке зниження гідравлічного опору дозволяє значно зменшити витрати енергії на прокачування середовища крізь сепаратор. Зменшення гідравлічних втрат досягається за рахунок раціонального розподілу тиску та швидкості в робочому об'ємі, що дозволяє використовувати менш потужні насосні агрегати та знижує експлуатаційні витрати.



а) б) в)



г) д) е)

Рисунок 2 – Візуалізація потоку рідини

На рисунку 2 показано комбінацію трьох методів візуалізації потоку в сепараторі: ізолінії швидкості (а), лінії течії (б) та вектори (в, г, д, е). Виділено характерну двовихрову структуру – висхідний осьовий потік і низхідний пристінний. Максимальні швидкості близько 10 *м/с* спостерігаються біля вхідного патрубка.

Лінії течії демонструють спіральний рух рідини: вниз вздовж стінок і вгору по осі. Векторний аналіз виявляє зони високих швидкостей біля стінок конуса та рециркуляційні ділянки. Така структура забезпечує ефективне розділення фаз: важкі частинки відводяться до стінки і нижнього виходу, а легкі фракції захоплюються центральним потоком до верхнього виходу.

Дослідження розподілу твердих виявило чітку залежність ефективності сепарації від швидкості потоку. Результати узгоджуються з дослідженням *Wei et al.* [8], які виявили залежність траєкторій частинок від їх діаметра. При швидкості 3 *м/с* спостерігалося значне перекриття фракцій з робочим зрізом 120–130 *мкм*.

Підвищення швидкості до 6 *м/с* зсувало зріз до 100–120 *мкм*, а при 10 *м/с* досягався оптимальний режим із різким зрізом при 20–40 *мкм*. Частинки діаметром понад 150 *мкм* ефективно видалялися через нижній вихід, тоді як фракції менше 80 *мкм* переважно виносилися з верхнім продуктом.

Траєкторії руху частинок демонстрували чітке розшарування за розміром, що підтверджує результати *Dueck et al*. [9] щодо теоретичної кривої розподілу гідроциклона. Спостерігалося виразне розділення частинок за величиною: крупні частинки 300–500 *мкм* швидко виносилися до стінки та осідали через нижній вихід, утворюючи щільні спіральні траєкторії. Фракції 150–300 *мкм* демонстрували проміжну поведінку, водночас частинки 50–150 *мкм* переважно утримувалися в приосьовому потоці. При швидкості 9 *м/с* формувався максимальний радіальний градієнт тиску 50–60 *кПа,* що забезпечувало стабільне розділення фракцій.

Оптимізована геометрія вихрової камери з подвійним конусом дозволяє досягти високої енергоефективності та селективності розділення. Отримані результати демонструють потенціал геометричної оптимізації для покращення характеристик промислових сепараторів та можуть бути використані при проєктуванні обладнання для нафтогазової та хімічної промисловостей.

Список використаних джерел

1. Hamdy, O.; Bassily, M. A.; El–Batsh, H. M.; Khalil, A. E.; El–Nagar, A. A. Numerical study of the effect of changing the cyclone cone length on the gas–flow field. Appl. Math. Model. 2017, 46, 81–97.

2. Wang, M.; Feng, D.; Wang, J.; Hou, L.; Miao, E. CFD Investigation on the Performance of Cyclone Separators with Divergent or Convergent Insertion Pipes. Processes 2023, 11 (7), 2061.

3. Qi, B.B. Numerical Simulation and Experimental Study of Axial Flow Gas–Liquid Separator; Ph.D. Dissertation, China University of Petroleum (East China), Qingdao, 2018.

4, Huang, K. T.; Chen, J. Y.; Chen, Y.; Zhang, L.; Li, L.; Liu, M.; Wang, X.; Zhao, Q.; Zhou, H.; Yan, H.; et al. Research status of vapor–liquid separation technology. CIESC J. 2021, 72, 30–41.

5. Frank, M.; Kamenicky, R.; Drikakis, D.; Thomas, L.; Ledin, H.; Wood, T. Multiphase flow effects in a horizontal oil and gas separator. Energies 2019, 12, 2116.

6.Wasilewski, M.; Brar, L. S. Effect of the inlet–duct angle on the performance of cyclone separators. Sep. Purif. Technol. 2019, 213, 19–33.

7. Suvanjumrat, C.; Phirommark, P.; Chaiyanupong, J.; Priyadumkol, J.; Phengpom, T.; Chookaew, W.; Tekasakul, P.; Inthavong, K.; Promtong, M. CFD analysis of microscopic particle separation in low–volumetric classifiers: DPM tracking and experimental validation for enhanced efficiency using geometric modification strategy. Chem. Eng. J. 2024, 502, 157997.

8. Wei, N.; Qiao, Y.; Liu, A.; Zhao, J.; Zhang, L.; Xue, J. Structure optimization and applicability of hydrocyclone in natural–gas–hydrate exploitation. Front. Earth Sci. 2022, 10, 991208.

9. Dueck J., Farghaly M., Neesse T. The Theoretical Partition Curve of the Hydrocyclone. Minerals Engineering 2013, 45–46, 1–8.

UDC 532:542

Lukianov P.V., PhD
ORCID:https://orcid.org/0000-0002-5043-6182
Kyiv Aviation Institute
Pavlova K.S. PhD
ORCID:https://orcid.org/0000-0001-8818-4358
International Atomic Energy Agency, Austria

THE EFFECT OF UNSTEADY FRICTION TO WATER HAMMER IN A HOMOGENEOUS FLUID

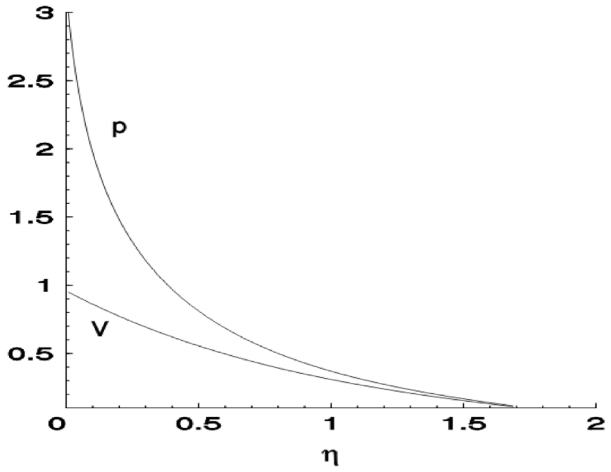


Figure 1 – Dependence of pressure perturbations and shock pulse propagation velocity on the self–similar variable in the presence of Bruno friction (Br =0.03)

As one can see, he decay of the velocity value and its compact distribution in space. It is also important that in self–similar variables the pressure function has the same distribution as the velocity function. Therefore, the pressure perturbations in the inverse shock pulse also decay and are compact.

UDC 532:542

Lukianov P.V., PhD
ORCID:https://orcid.org/0000-0002-5043-6182
State University Kyiv Aviation Institute
Song Lin, PhD
ORCID:https://orcid.org/0000-0001-6328-4889
China XiAn

THE EFFECT OF PRESSURE FIELD CONVECTION TO WATER HAMMER IN A HOMOGENEOUS FLUID

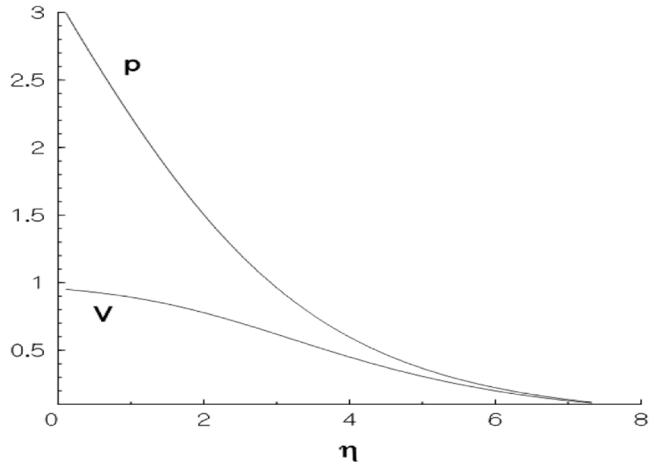


Figure 2 – The dependence of velocity and pressure values on the self–similar variable

The comparison of the solutions make it clear the importance of taking into account the convection of the pressure field, since the corresponding functions are entirely different with those without the effect. Therefore, if we use not only the convection of the velocity but also the pressure in the model, then the relationship between the pressure and UDC 532:542

UDC 621, 629 531

Lukianov P.V., PhD
ORCID:https://orcid.org/0000-0002-5043-6182
Badakh V.M., PhD
ORCID:https://orcid.org/0009-0009-2360-1123
Utiuhov Ye.V.
ORCID:https://orcid.org/0009-0002-1540-4000
State University «Kyiv Aviation Institute»

IMPROVEMENT OF THE FRICTION MODEL IN THE AILERON CONTROL SYSTEM

The power element for controlling the ailerons is a hydraulic actuator, and to improve the efficiency of these hydraulic actuators, a more accurate calculation model than that available in the literature is provided.

The accuracy is improved by using nonlinear friction in the model, which is given in the work [1].

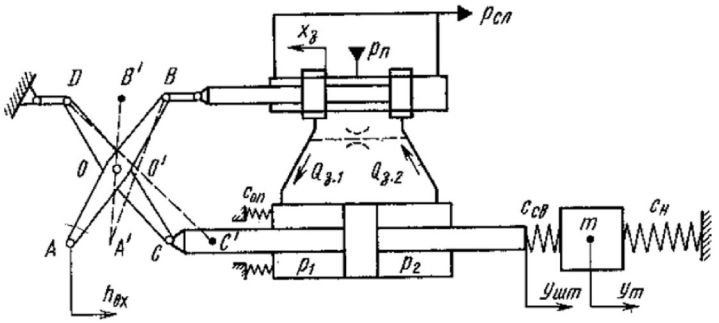


Figure 1 – Diagram of a hydromechanical drive [2].

Analytical model

The operation of this drive is described by Newton's second law:

$$c_{cv}(y_{sht} - y_m) - c_н y_m - P_{fri} = m\frac{(d^2 y_m)}{(dt^2)}, \qquad (1)$$

where y_{sht} and y_m are displacement of the hydraulic cylinder rod by mass m.

In literature, P_{fri} is approximated by a linear function. To improve the accuracy of calculations, it is proposed to approximate friction by a nonlinear model according to formula [1]:

$$P_{fri} = P_c\left[\left(P_{br} - P_c\right)\cdot\exp\left(-\upsilon_{\text{piston}}/\upsilon_L\right) + k_v\left|\upsilon_{\text{piston}}\right|\right] \qquad (2)$$

Instead of the characteristic, one takes an approximate characteristic that will have the following form:

$$Q_v = K_{Qx}x_v - K_{Qp}x_H \qquad (3)$$

Comparing expressions (1) and (3), together with taking into account nonlinear friction (2), results into the equation of motion of the cylinder rod:

$$m\frac{d^2 y_m}{dt^2} + P_c\left[\left(P_{br} - P_c\right)\cdot\exp\left(-\upsilon_{piston}/\upsilon_L\right) + k_v\left|\upsilon_{piston}\right|\right] + \qquad (4)$$
$$+(c_{cv} - c_H)y_m = c_{cv}y_{sht}$$

Instead of the equation of motion of the output link of the hydraulic actuator, an equilibrium equation will be used. It looks like

$$F_c p_H - c_{cv}\left(y_{sht} - y_m\right) = 0 \qquad (5)$$

The motion of the hydraulic cylinder piston around the middle position is described by equation:

$$Q_v = F_c P_c\left[\left(P_{br} - P_c\right)\cdot\exp\left(-\upsilon_{piston}/\upsilon_L\right) + k_v\left|\upsilon_{piston}\right|\right] + \frac{V_O + V_L}{B_{zh}}\frac{dp_1}{dt}$$

$$Q_v = F_c P_c\left[\left(P_{br} - P_c\right)\cdot\exp\left(-\upsilon_{piston}/\upsilon_L\right) + k_v\left|\upsilon_{piston}\right|\right] + \frac{V_O + V_L}{B_{zh}}\frac{dp_2}{dt}$$

After transformations, such the equation is obtained:

$$Q_v = F_c P_c\left[\left(P_{br} - P_c\right)\cdot\exp\left(-\upsilon_{piston}/\upsilon_L\right) + k_v\left|\upsilon_{piston}\right|\right] + \frac{V_O + V_L}{2B_{zh}}\frac{dp_H}{dt}$$

Usually the mass is neglected and left P_{fri} for a more accurate calculation of the hydraulic cylinder.

$$F_c p_H - P_{fri} - c_O y_C = 0 \qquad (6)$$

$$y_c = \frac{F_c p_н - P_{fri}}{c_o} \quad F_c \cdot \frac{d}{dt}\left(\frac{F_c p_н - P_{fri}}{c_o}\right)$$

$$Q_v = F_c P_c \left[\left(P_{br} - P_c\right) \cdot \exp\left(\frac{-\upsilon_{piston}}{\upsilon_L}\right) + k_v \left|\upsilon_{piston}\right|\right] + F_c \cdot \frac{d}{dt}\left(\frac{F_c p_н - P_{fri}}{c_o}\right) + \frac{V_0}{2E_c}\frac{dp_н}{dt}$$

where E_c – the given modulus of elasticity of the hydraulic cylinder, which is in the following relation.

$$E_c = \frac{B_{zh}}{1 + \frac{V_L}{V_o} + \frac{2F_c^2 B_{zh}}{V_o c_o}}$$

Equations (3), (4), (5), (6) mathematical model of a hydraulic servo–actuator with throttle control.

$$\left(1 + \frac{2E_c F_c^2}{V_o c_{cv}}\right)\frac{V_o m}{2E_c F_c K_{Qx}}\frac{d^3 y_m}{dt^3}\frac{F_c}{K_{Qx}} \left(\frac{K_{Qp} m}{F_c^2} + \frac{P_c\left[\left(P_{br} - P_c\right) \cdot \exp\left(-\upsilon_{piston}/\upsilon_L\right) + k_v\left|\upsilon_{piston}\right|\right]V_o}{2E_c F_c^2} + \frac{P_c\left[\left(P_{br} - P_c\right) \cdot \exp\left(-\upsilon_{piston}/\upsilon_L\right) + k_v\left|\upsilon_{piston}\right|\right]V_o}{c_{cv}} + \frac{K_{Qx} m \frac{F_c P_H - P_{fri}}{c_o}}{F_c c_{cv}}\right)\frac{d^2 y_m}{dt^2} + \frac{F_c}{K_{Qx}}\left(\frac{c_H}{c_{cv}} + \frac{V_o c_H}{2E_c F_c^2} + \frac{K_{Qp} P_c\left[\left(P_{br} - P_c\right) \cdot \exp\left(-\upsilon_{piston}/\upsilon_L\right) + k_v\left|\upsilon_{piston}\right|\right]}{F_c^2} + \frac{K_{Qx}\left(\frac{F_c P_H - P_{fri}}{c_o}\right)P_c\left[\left(P_{br} - P_c\right) \cdot \exp\left(-\upsilon_{piston}/\upsilon_L\right) + k_v\left|\upsilon_{piston}\right|\right]}{F_c c_{cv}} + 1\right)\frac{dy_m}{dt} + \left(\left(\frac{F_c P_H - P_{fri}}{c_o}\right) + \frac{\left(\frac{F_c P_H - P_{fri}}{c_o}\right)c_H}{c_{cv}} + \frac{K_{Qp} c_H}{K_{Qx} F_c}\right) y_m = K_{xh} h_{Bx}$$

References

1. Lukianov P.V., Pavlova K.S. Neliniina dynamika v modeli systemy pervynnoho kontroliu polotom. Mekhanika hiroskopichnykh system, Kyiv, 2024. №47, S. 17–27C. 17–27 https://doi.org/10.20535/0203–3771472024307719.

2. Utiuhov Ye.V. Rozrobka ta doslidzhennia systemy keruvannia vazhkoho transportnoho litaka. – Kvalifikatsiina robota na zdobuttia osvitnoho stupenia mahistra zi spetsialnosti 134 «Aviatsiina ta raketno–kosmichna tekhnika» osvitno–profesiinoi prohramy «Litaky i vertoloty». – Derzhavnyi universytet «Kyivskyi aviatsiinyi instytut». Kyiv, 2024. – 79 c.

УДК 517:517.9

Павленко І.В., д-р техн. наук, професор,
ORCID 0000–0002–6136–1040
Яковчук В.В.,
Сумський державний університет,

ПЕРСПЕКТИВИ ЗАСТОСУВАННЯ ФРАКЦІЙНОГО ЧИСЛЕННЯ В ОБЧИСЛЮВАЛЬНІЙ ГІДРОДИНАМІЦІ

Обчислювальна гідродинаміка традиційно ґрунтується на фундаментальних законах перенесення маси, імпульсу та енергії у континуальних середовищах. Відповідні диференціальні рівняння передбачають миттєву реакцію системи на зовнішні впливи. Проте у багатьох реальних середовищах (пористі матеріали, в'язкопластичні полімерні середовища, біологічні рідини, турбулентні потоки з масштабною взаємодією) спостерігається аномальна дифузія та ефекти пам'яті, які класичні моделі не здатні відтворити, оскільки не враховують сили фракційної природи, фрактальну розмірність середовища та інші чинники.

Водночас фракційні похідні дозволяють виявляти ефекти пам'яті, дисипації, в'язко-інерційної спадковості та аномальної дифузії при моделюванні потоку. За такого підходу замість класичних операторів $\frac{d}{dt}$, $\frac{\partial}{\partial t}$ та ∇^2 вводяться відповідні фракційні оператори ${}^{C}D_t^{\beta}$, $\frac{\partial^{\beta}}{\partial^{\beta} t}$ та ∇^{α}, а система рівнянь руху набуває такого вигляду:

$$\rho\, {}^{C}D_t^{\beta}\boldsymbol{u} = -\nabla p + \mu_{\alpha} D^{\alpha}\boldsymbol{u} + \boldsymbol{f}, \tag{1}$$

де t – час; u – вектор швидкості; p – тиск; ρ_{β}, μ_{α} – фракційні густина і в'язкість; f – головний вектор питомих зовнішніх масових сил; C – стала масштабування похідної Капуто ${}^{C}D_t^{\beta}$.

При цьому, для урахування мультифізичних процесів, наприклад, з урахуванням теплопередачі та масообміну, класичні закони Фур'є та Фіка записуються у фракційний формі:

$$\frac{\partial^{\alpha} T}{\partial t^{\alpha}} = k_{\beta}\nabla^{\beta} T, \tag{2}$$

де τ – час релаксації; T – температура; k_{β} – фракційний коефіцієнт теплопровідності;

$$\frac{\partial^{\alpha} C}{\partial t^{\alpha}} = D_{\beta}\nabla^{\beta} C, \tag{3}$$

де C – концентрація; D_{β} – фракційний коефіцієнт дифузії.

Подібні моделі застосовуються при моделюванні турбулентних потоків [1], в'язкопружних потоків [2] та потоків у пористих середовищах [3]. Це дає змогу моделювати процеси турбулентного теплообміну, аномальної суб- та супердифузії [4], які спостерігаються у біологічних матеріалах, осадження частинок у пористих середовищах [5] тощо. Вони містять дробові похідні, вперше введені Лейбніцем у 1695 р. та розвинені значно пізніше до форми Капуто, Грюнвальда–Летнікова та ін. Наприклад, принципи моделюванні двофазних потоків з урахування спадкової сил Бассе–Буссінеска–Озеена суттєво розширилися завдяки застосуванню фракційної похідної Рімана–Ліувілля [6, 7]:

$$D^{\alpha}\varphi(t) = \frac{1}{\Gamma(\lceil\alpha\rceil-\alpha)}\frac{d^{\lceil\alpha\rceil}}{dt^{\lceil\alpha\rceil}}\int_0^t (t-\theta)^{n-\alpha-1}\varphi(\theta)d\theta, \tag{4}$$

де $\varphi(t)$ – задана функція; $\Gamma(n)$ – гамма-функція Ейлера; θ – незалежний параметр.

За такого підходу досліджуються потоки, що описуються не лише локальними похідними, як у системі рівнянь Нав'є–Стокса, а й нелокальними взаємодіями між точками потоку. Це дозволяє врахувати ефекти пам'яті та довготривалої кореляції руху.

Для прикладу, розгляд стаціонарного ламінарного потоку Куетта–Пуазейля у двовимірній постановці:

$$\mu\,(d^2 u)/(dy^2) = dp/dx. \tag{5}$$

Для граничних умов $u(0) = 0$, $u(h) = u_w$ призводить до параболічного профілю швидкості по ширині плоского каналу:

$$u(y) = u_w\ y/h + 1/2\mu\ \ dp/dx\,(y^2 - hy), \tag{6}$$

де x, y – поздовжня і поперечна координати; u – проєкція швидкості на вісь x; u_w – швидкість рухомої стінки; h – ширина каналу;
$dp/dx \approx \Delta p/l < 0$ – поздовжній градієнт тиску; Δp – перепад тиску по довжині l плоского каналу.

Водночас, за фракційного підходу, коли друга похідна замінюється оператором D_y^{α} порядку α $(1 < \alpha \le 2)$

$$\mu_{\alpha}\, D_y^{\alpha}\, u(y) = dp/dx, \tag{7}$$

профіль стає більш плоским у ядрі потоку та додає асиметрію, зміщуючи максимум до однієї зі стінок (рисунок 1), що відповідає субдифузії імпульсу через товщину шару (аномальна, нелокальна передача імпульсу), коли рідина «пам'ятає» попередні стани:

$$u(y) = u_w (y/h)^{(\alpha-1)} + 1/(\mu_\alpha \Gamma(\alpha+1)) \; dp/dx \, (y^\alpha - h y^{(\alpha-1)}). \qquad (8)$$

Варто зазначити, що розв'язок (6) є окремим, стандартним випадком розв'язку Куетта–Пуазейля, отже фракційний вираз (8) коректно відтворює класичний випадок при $\alpha = 2$.

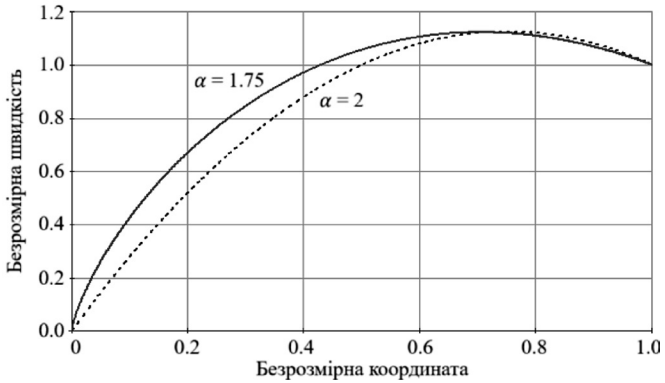


Рисунок 1 – Профілі швидкості

Таким чином, впровадження фракційного числення основними перевагами застосування фракційного числення [8, 9] в обчислювальну гідродинаміку відкриває нові можливості для удосконалення моделей, що описують перехідні процеси, релаксаційні явища та багатомасштабну динаміку потоків.

Список використаних джерел

1. Song F., Karniadakis G. E. Variable–order fractional models for wall–bouded turbulent flows. Entropy 2021, Vol. 23(6), 782.

2, Javaid M., Chauhdary J. N., Javaid M. Y., Farooq M., Saleem F., Imran M., Hussain I., Sultan M., Khan I., Khan M. I., Rehan M., Riaz F. Channel flow dynamics of fractional viscoelastic nanofluids in molybdenum disulphide grease: A case study. Results in Engineering 2024, Vol. 24, 102872.

3. Pavlenko I., Ochowiak M., Włodarczak S., Krupińska A., Matuszak M. Parameter identification of the fractional–order mathematical model for convective mass transfer in a porous medium. Membranes 2023, Vol. 13(10), 819.

4.Čukić M., Galovic S. Mathematical modeling of anomalous diffusive behavior in transdermal drug–delivery including time–delayed flux concept. Chaos, Solitons and Fractals 2023, Vol. 172, 113584.

5. Pavlenko I., Ochowiak M., Agarwal P., Olszewski R., Michałek B., Krupińska A. Improvement of mathematical model for sedimentation process. Energies 2021, Vol. 14(15), 4561.

6. Павленко І.В. Науково-теоретичні основи вібраційних процесів у гетерогенних системах : дис. на здобуття наукового ступеня д-ра техн. наук : 05.17.08. – Суми : Сумський державний університет, 2020. – 476 с.

7. Бага В.М. Наукові основи гідромеханічних процесів абразивоструменевого оброблення поверхонь: дис. на здобуття наукового ступеня д-ра техн. наук : 05.05.17. – Харків : Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», 2025.– 423 с.

8. Pavlenko I., Yakovchuk V., Pavlenko V., Ciszak O. (2024). On determination of derivatives of the Mittag–Leffler function. In: XI Conference «Modern Technologies in Industrial Production», April 23–26, Sumy, Ukraine, 2024, pp. 167–168.

9. Павленко І.В. Про одну асимптотичну властивість функції Міттаг–Леффлера / І. В. Павленко // Сучасні технології у промисловому виробництві: матеріали та програма X Всеукраїнської науково-технічної конференції (м. Суми, 18–21 квітня 2023 р.) / редколегія: О.Г. Гусак, І. В. Павленко. – Суми : Сумський державний університет, 2023. – 283 с. – С. 130–131.

Дослідження здійснюється у межах діяльності наукової школи «Розроблення гібридних методів параметричної ідентифікації гідромеханічних систем» на виконання завдань перспективного плану розвитку наукового напряму «Технічні науки» Сумського державного університету (держреєстрація № 0121U112684).

УДК 621.51

Сітало В.С.,
ORCID 0009-0005-0610-3320
Ванєєв С.М., канд. техн. наук, доцент,
ORCID 0000-0002-8205-0209
Сумський державний університет

ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ПАРАМЕТРІВ СІТКИ НА РЕЗУЛЬТАТИ РОЗРАХУНКУ ХАРАКТЕРИСТИКИ ВИХРОВОГО КОМПРЕСОРА В ПРОГРАМНОМ У КОМПЛЕКСІ ANSYS CFX

Вихрові компресори посідають важливе місце серед машин для стиснення газів завдяки високій напірності, компактності та конструктивній простоті. Робочий процес у таких машинах описується регенеративною гіпотезою, згідно з якою газ багаторазово взаємодіє з лопатками колеса та накопичує енергію протягом проходження кільцевого каналу. Унаслідок складної тривимірної структури течії, наявності рециркуляційних зон, локальних прискорень та перепадів тиску, неможливо здійснити точний аналітичний розрахунок. Тому чисельне моделювання (CFD) є ключовим інструментом дослідження вихрових компресорів.

Одним із визначальних чинників достовірності CFD-моделей є якість розрахункової сітки, яка визначає точність відтворення тривимірної геометрії проточної частини, градієнтів швидкості та тиску. На відміну від відцентрових ступенів, у вихрових компресорах енергетичний обмін визначається не одноразовим проходженням лопаточного каналу, а багаторазовими циклами циркуляції.

Тому параметри сітки мають безпосередній вплив на адекватність чисельного опису безрозмірних характеристик, які застосовуються для порівняння різних типорозмірів машин та узагальнення результатів досліджень [1].

Метою даної роботи є аналіз впливу структури та щільності розрахункової сітки на чисельне визначення витратних, напірних та енергетичних характеристик вихрового компресора в ANSYS CFX, а також узагальнення результатів у безрозмірних характеристиках.

Дослідження виконано на основі геометричної моделі вихрового ступеня з периферійно-боковими лопатками та криволінійним

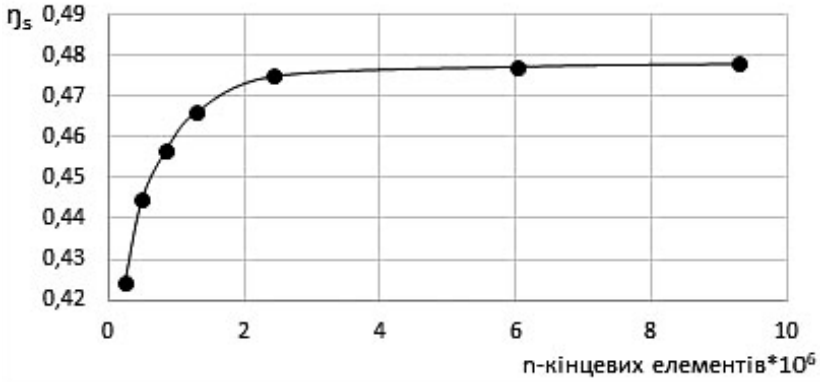
профілем меридіонального перерізу каналу. Побудовано кілька варіантів сіткових моделей, що відрізнялися:

- загальною кількістю елементів;
- типом елементів (тетраедральна, гексагональна, гібридна);
- наявністю та кількістю призматичних прикордонних шарів (inflation).

Для кожного варіанту проводився повний CFD-розрахунок з використанням моделі турбулентності SST, що довела свою ефективність для складної течії у вихровому компресорі або насосі [2].

Для оцінки розрахункової моделі було побудовано залежність ізентропного ККД вихрового компресора від загальної кількості кінцевих елементів у сітці. Графік демонструє характерну для турбомашин поведінку: при збільшенні кількості елементів значення η_s зростає, проте зростання поступово сповільнюється.

На ділянці до 1 млн елементів спостерігається інтенсивне зростання ККД. У цьому діапазоні різниця між сусідніми варіантами сіток становить до 3–5 %, що свідчить про чутливість моделі до недостатньої деталізації.



У діапазоні 1–3 млн елементів точність моделі продовжує зростати, але зміни ККД зменшуються до рівня 1–1,5 %, що вказує на часткове досягнення сіткової незмінності. Подальше збільшення кількості елементів понад 6 млн приводить лише до незначного зростання η_s – менше ніж 0,3 %, що підтверджує доцільність використання локального згущення, а не глобального збільшення кількості елементів.

Таким чином, аналіз графіка дозволяє зробити висновок, що для досліджуваної моделі оптимальною є сітка з кількістю елементів 3–4 млн, за умови правильної топології та наявності призматичного прикордонного шару. Саме в цьому діапазоні досягається баланс між точністю моделювання та обчислювальними витратами, що є критично важливим при виконанні параметричних CFD-досліджень вихрових компресорів.

Список використаних джерел:

1. J. Adam, M. Heinrich, and R. Schwarze, “DESIGN OF EXPERIMENT ON THE INFLUENCE OF CHANNEL DESIGN ONTO REGENERATIVE COMPRESSOR PERFORMANCE,” in European Conference on Turbomachinery Fluid Dynamics and Thermodynamics, ETC, 2023.

2. A. Salimi, H. Hooshdar Rostami, A. Riasi, and J. Nejadali, “Multi–objective optimization of a regenerative pump with S–shaped impeller using response surface methodology,” International Communications in Heat and Mass Transfer, vol. 143, p. 106734, 2023, doi: https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2023.106734.

УДК 532.5–1/–9

Стукалець І.Г., канд. техн. наук, доцент
0000-0001-7107-4865
Баранович С.М., канд. техн. наук, доцент
0000-0001-8671-6517
Коробка С.В., канд. техн. наук, доцент
0000-0002-4717-509X
Львівський національний університет
ветеринарної медицини та біотехнологій
імені С.З. Ґжицького

ВИЗНАЧЕННЯ ДІОДИЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК КЛАПАНА ТЕСЛИ МЕТОДОМ ТРИВИМІРНОГО CFD–МОДЕЛЮВАННЯ У SOLIDWORKS

Клапан Тесли – канал, винайдений Ніколою Теслою понад століття тому. Це пасивний пристрій для регулювання потоку рідини без додаткових елементів з унікальними характеристиками односпрямованого потоку. Він має низький опір потоку в одному напрямку та високий опір потоку в протилежному напрямку. Завдяки постійному технічному прогресу та зростаючому попиту на технології регулювання потоку в різних галузях, дослідження та застосування клапанів Тесли швидко розвиваються. Характеристика однонаправленого потоку клапана Тесли випливає з його унікальної геометричної структури, яка зазвичай складається з серії вигнутих каналів та розгалужень. На рисунок 1 з патентного документа США US1329559A зображено перший клапан Тесли, розроблений в 1916 році.

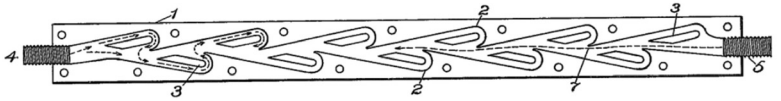


Рисунок 1 – Клапан Тесли згідно з патентом US1329559A

У цій версії клапана Тесли рідинна область складається з двох отворів: вхідного та вихідного. Клапан можна розглядати як основний канал плюс додаткові «петлі», приєднані до основного каналу. На рисунку 1 основний канал показано довгою пунктирною лінією 7, яка

починається з крайнього правого отвору 5 і рухається справа наліво через внутрішню частину клапана. Петлі Тесли можна розглядати як опуклі канали 2, призначені для створення опору потоку рідини, коли вона тече зліва направо. Це визначається як зворотний потік рідини в контексті клапана Тесли. Отвір 4 є вхідним отвором, тоді як отвір 5 є вихідним отвором для цієї конфігурації клапана. Потік рідини вважається прямим, коли рідина тече справа наліво, тобто від отвору 5 до отвору 4. Коли рідина тече в прямому напрямку, вона може проходити через канали відносно плавно; однак, за зворотного потоку в каналах утворюються інтенсивні турбулентності та вихори, що значно збільшують опір потоку. У працях [1–3] вивчено вплив геометрії на характеристики клапана Тесли, та виявлено, що різні розгалуження можуть помітно їх змінити.

Здатність клапана пропускати потік у прямому напрямку, одночасно перешкоджаючи потоку у зворотному напрямку, називають діодичністю клапана *Di* та визначається з виразу:

$$Di = \frac{\Delta P_r}{\Delta P_f} \ , \qquad (1)$$

де ΔP_r – різниця тисків між виходом і входом клапана Тесли для зворотного потоку рідини; ΔP_f – різниця тисків між виходом і входом клапана Тесли для прямого потоку рідини.

Таким чином, рівняння (1) – це відношення перепаду тиску у зворотному потоці до перепаду тиску у прямому потоці, коли однакова швидкість потоку проходить через клапан у двох випадках. Чим більше значення *Di*, тим більший перепад тиску потоку рідини в клапані. Через геометричну форму цих клапанів перепад тиску у зворотному потоці більший, ніж його значення у прямому потоці, тому чистий потік спрямований у прямому напрямку. Визначення діодичності клапана Тесли проводять аналітично або з використанням комп'ютерного моделювання у середовищі спеціалізованого програмного забезпечення.

В роботі визначення діодичності клапана Тесли виконано з використанням програмного комплексу *SolidWorks*. Тривимірну твердотілу модель (рисунок 2) побудовано в CAD–модулі програми.

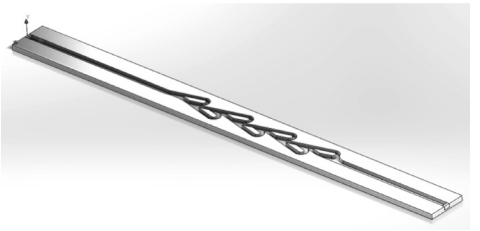


Рисунок 2 – Твердотіла тривимірна модель клапана Тесли, виконана в середовищі SolidWorks (зображено в розрізі)

Розрахункова модель являє собою канал прямокутного перерізу 8×10 мм. Початкова та кінцева ділянки каналу – прямолінійні, а в середній частині розміщено клапан Тесли, що складається з семи секцій.

Моделювання руху рідини каналом Тесли здійснено в модулі *SolidWorks Flow Simulation*. Методикою моделювання передбачено створення області дослідження, яка повністю охоплює габарити тривимірної моделі клапана, задання граничних умов, створення сіткової моделі та постановки інженерної задачі дослідження. В якості робочої рідини використано воду; вхідними параметрами задано швидкість на вході в канал – 2 м/с та атмосферний тиск на виході з каналу. Постановка інженерної задачі дослідження полягала у визначенні різниці тисків на ділянці потоку рідини через клапан.

На підставі проведеного моделювання потоку рідини через клапан Тесли побудовано епюри розподілу тиску рідини в каналі для прямого та зворотного напрямків (рисунок 3).

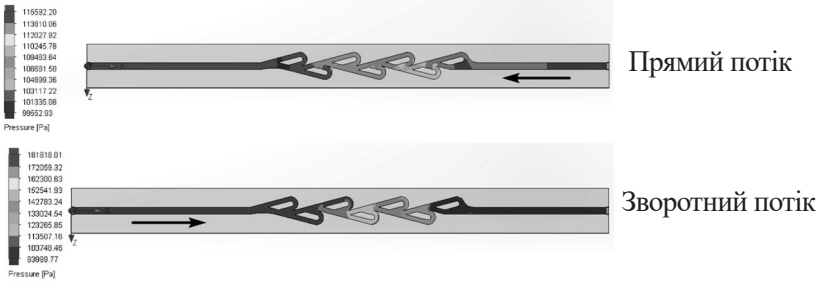


Рисунок 3 – Епюра розподілу тиску рідини в каналі Тесли

Для розрахунку діодичності визначено різницю тисків на вході та виході каналу, побудовано графіки значень тиску по довжині потоку всередині каналу для прямого та зворотного напрямків (рисунок 4).

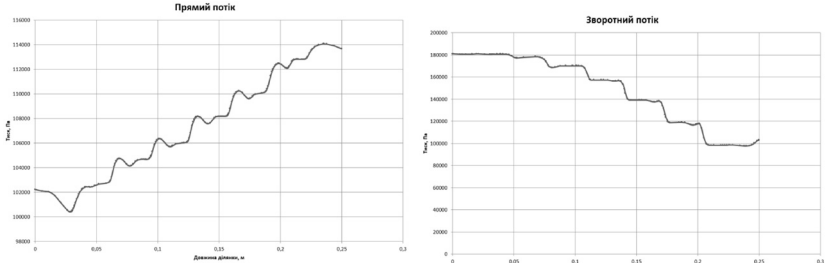


Рисунок 4 – Графіки значень тиску рідини по довжині каналу Тесли

За результатами визначення перепадів тиску в прямому та зворотному потоці, за формулою (1) розраховано значення діодичності для заданої моделі клапана Тесли, яка становить:

$$Di = \frac{180934,4693 - 103130,7276}{113678,842 - 102223,3924} = \frac{77803,74}{11455,45} = 6,79$$

Таким чином, в роботі апробовано методологію створення твердотілої моделі клапана Тесли, а також проведення комп'ютерного моделювання потоку рідини в САПР *SolidWorks* з визначенням характеристик клапана Тесли, зокрема його діодичності, значення якої для заданих параметрів моделі та умов дослідження становить $Di = 6,79$.

Список використаних джерел

1. Nobakht A. Y., Shahsavan M., Paykani A. Numerical Study of Diodicity Mechanism in Different Tesla–Type Microvalves. Journal of Applied Research and Technology. Vol.11, December 2013. P.876–885.

2. Wiley S, Huang P H. The Effect of Bifurcated Geometry on the Diodicity of Tesla Valves [J]. Fluids, 2024, 9 (12). P. 294.

3. Yuqing Zhang, Youjun Ning, Cong Liu. Research Progress and Application Review of Tesla Valve. Academic Journal of Science and Technology. Vol. 14, No. 1, 2025. P. 262–264.

УДК 62–82:532.528.

Тарасенко Т.В., канд. техн. наук, доцент
ORCID 0000-0002-8287-4873
Державний університет
«Київський авіаційний інститут»

ВИЗНАЧЕННЯ ПОРОГУ КАВІТАЦІЇ ДРОСЕЛЬНИХ ПРИСТРОЇВ У СЕРЕДОВИЩІ ГАЗОНАСИЧЕНИХ РІДИН

Впровадження гідравлічного привода у авіаційній техніці, машинобудуванні та автотранспорті супроводжується зростанням їхньої питомої потужності, підвищенням робочих тисків і зменшенням габаритів. Збільшення робочих тисків призводить до високонапірного дроселювання робочої рідини у середині гідравлічних агрегатів, що може спричинити кавітаційне витікання робочої рідини через дросельні канали. У таких умовах особливої важливості набуває проблема запобігання небажаним кавітаційним явищам.

Накопичено значний обсяг статистичних даних щодо відмов гідравлічних і паливних агрегатів літальних апаратів, спричинених кавітаційними ефектами. Зафіксовано також негативний вплив високочастотного кавітаційного шуму на операторів. Поява парогазових порожнин призводить до падіння подачі та нерівномірності витрати робочої рідини, що негативно впливає на стабільність гідравлічного привода [1]. Кавітація у гідравлічному приводі призводить до появи вібрацій, високочастотних коливань тиску, які будуть ініціювати руйнування гідравлічних агрегатів від втоми. Це може призводити до розгерметизації з'єднань, ослаблення кріплень і загальної нестабільності роботи системи [2]. Ударне схлопування каверн викликає наклеп та руйнування матеріалу, утворення кратерів, тріщин та відшарування матеріалу, що значно скорочує ресурс деталей [3, 4]. Кавітаційні процеси спричиняють локальне перегрівання робочої рідини, яке змінює властивості робочої рідини та прискорює її старіння [5]. Через високочастотні імпульси тиску відбувається руйнування гідродинамічного шару на поверхнях тертя, що збільшує коефіцієнт тертя та інтенсивність зношування контр поверхонь [6].

Експериментально підтверджено, що повністю усунути кавітаційні процеси у гідросистемах з тиском понад 20 МПа практично неможливо, що робить вивчення механізмів кавітаційної ерозії та генерації пульсацій тиску однією з найактуальніших наукових задач. Усе це підтверджує, що контроль і передбачення кавітаційних режимів є критично важливими для забезпечення надійності й довговічності сучасних гідроприводів.

Відомо, що гідродинамічна кавітація у гідроприводі виникає за мінімального тиску в потоці рідини, який називається порогом кавітації. Тиск порогу кавітації залежить від багатьох факторів, основними із яких є температура робочої рідини і тиск наддуву гідробаку. Відомості про поріг кавітації газонасичених рідин необхідні для розрахунку розмаху коливань тиску по відповідній математичній моделі.

Випробування, проводились на рідинах – авіаційне пальне ТС–1, гідравлічна рідина АМГ–10 і водопровідній воді і на різних типах дроселів: циліндрична і плоска трубка Вентурі, циліндричний зовнішній насадок. Насадки установлювались в напірній і всмоктувальній магістралях насоса 6.

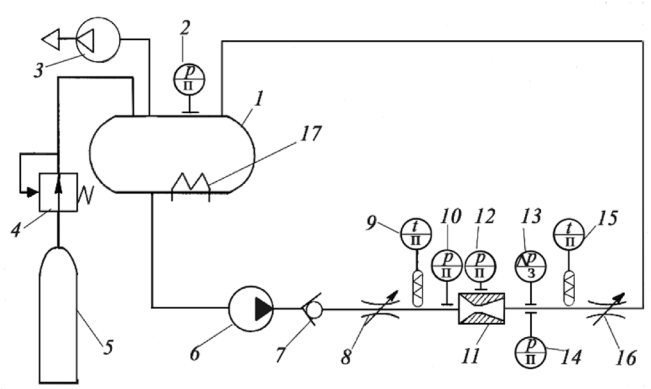


Рисунок 1 – Експериментальна установка визначення порогу кавітації газонасичених рідин;
1 – гідробак; 2 – мановакуумметр; 3 – вакуумний насос; 4 – редукційний клапан; 5 – балон із стисненим повітрям; 6 – відцентровий насос; 7 – зворотній клапан; 8 – дросель змінного перерізу; 9,15 – термометри; 10,13 – манометри; 12 – мановакуумметр; 14 – датчик тиску; 16 – дросель змінного перерізу, 17 – нагрівальний елемент

Рідина в гідробаці 1 гідросистеми насичувалась повітрям від балону 5 зі стисненим повітрям. Розрідження над рідиною створювалось за допомогою вакуум-насоса 3 і контролювалось за допомогою мановакуумметра 2. Нагрівання рідини виконувалось за допомогою нагрівального елемента 17, встановленого в гідробаці 1. Температура контролювалась за допомогою термометрів 9, 15. Прокачування рідини через дросель 11 відбувалась за допомогою відцентрового насосу 6. Тиск на вході і виході вимірювався манометрами 10 і 13, а в зоні кавітації за допомогою ртутного мановакуометра 12. Рідина попередньо витримувалась під тиском насичення повітрям від 2 до 48 годин.

В експериментах по визначенню тиску порогу кавітації необхідною ознакою кавітації вважали стабілізацію витрати рідини, про виникнення кавітації судили по зміні гідродинамічних характеристик потоку.

При насиченні робочої рідини повітрям під атмосферним тиском, значення тиску порогу кавітації і тиск насичених парів води практично співпадають. Дроселювання потоку і вимірювання тиску порогу кавітації виконувались короткочасним вмиканням насоса по мірі досягання необхідної температури. Вільне повітря при цьому в рідині не накопичувалось. При насиченні води повітрям вище атмосферного тиску на протязі 48 годин, тиск порогу кавітації може значно перевищувати тиск насичених парів рідини. Так, для фіксованої температури порядку 20–30°С тиск порогу кавітації для води може підвищитись від 25 мм. рт. ст. до 300 мм. рт. ст.

Висновки

1. При збільшенні температури робочої рідини гідравлічної системи, починає зростати тиск порогу кавітації.

2. При збільшенні тиску наддуву гідробаку, робоча рідина насичується розчиненим газом, що призводить до зростання тиску порогу кавітації.

3. Критичний тиск кавітації або тиск в зоні кавітаційних факелів визначається головним чином тиском насичених парів при даній температурі і ступенем насичення вільним і розчиненим газом.

Список використаних джерел

1. Ning, Z., Bo, G., Zhong, L., Qifeng, J. Cavitating flow–induced unsteady pressure pulsations in a low specific speed centrifugal pump. Royal Society Open Science, 2018, Vol. 5, No. 7, article 180408, pp. 1–14.

2. Ning Q., Han, Z., Yun, L., Jinqing, Z., Rongsheng, Z., Suhuan ,W. Assessment of Cavitation Erosion in a Water–Jet Pump Based on the Erosive Power Method. Mathematical Problems in Engineering, 2021, Article ID 5394782.

3. Han, Z., Ning, Q., Chuan, W., Qiaorui, S., Jie, W., Fanjie, D., Xiang, L.. Prediction of Cavitation Evolution and Cavitation Erosion on Centrifugal Pump Blades by the DCM–RNG Method. Mathematical Problems in Engineering, 2021, Article ID 6498451.

4. Changchang, W., Lei, T., Mendi, C., Honggang, F., Demin, L., A review on synergy of cavitation and sediment erosion in hydraulic machinery. Frontiers in Energy Research, 2022, Vol. 10, article 1047984.

5. Stryczek, J.; Antoniak, P.; Banaś, M.; Stryczek, P.; Yakhno, O.; Lugovsky, O.; Kovalev, B. Research into ultrasonic and hydrodynamic cavitation phenomena in a hydraulic system. Mechanics and Advanced Technologies, 2021, Vol. 5, No. 1, pp. 33–40.

6. Тарасенко Т.В. Дослідження кавітаційної ерозії конструкційних матеріалів / Т.В. Тарасенко, В.М. Бадах, Т.І. Сивашенко – Проблеми тертя та зношування 4 (101). 2023. С.73–81.ISSN 0370–2197/

УДК 697.92

Турик В.М., канд. техн. наук, доцент
https://orcid.org/0000-0002-2357-4483
Коколенко А.О.,
https://orcid.org/0009-0007-0923-2173
Національний технічний університет України
«Київський політехнічний інститут
імені Ігоря Сікорського»

ДО СКІНЧЕННОРІЗНИЦЕВОЇ МОДЕЛІ ДИСКРЕТНОЇ РОЗДАЧІ ПОТОКІВ У ВЕНТИЛЯЦІЙНИХ СИСТЕМАХ

Вентиляційні системи є ключовим елементом формування та організації повітрообміну в виробничих будівлях та цехах підприємств машинобудування та енергетики. Їх використання передбачає подачу свіжого зовнішнього повітря у необхідному обсязі до виробничих приміщень, а також видалення відпрацьованого повітря, насиченого вологістю, теплом, пилом чи газоподібними домішками згідно з нормативними вимогами до параметрів мікроклімату. У сучасних умовах значна увага приділяється питанням ефективності роботи вентиляційних систем, а саме: зниженню енерго- та металозатрат при забезпеченні оптимальних аеродинамічних характеристик роботи проточних трактів припливних і витяжних пристроїв з використанням фільтраційних елементів та аспіраційних комплексів для запобігання накопичення вибухонебезпечних концентрацій газів та зменшення викидів забруднюючих речовин тощо. Існуючі наукові роботи акцентують увагу на дослідженнях прогресивних технологій очищення вентиляційних викидів, використання адсорбційних, електростатичних, плазмових методів фільтрування, які забезпечують значне зменшення концентрації шкідливих домішок у повітрі [1]. Також значну увагу приділяють інтеграції автоматизованих систем управління повітрообміном та використанню розумних сенсорів, що в режимі реального часу відстежують стан повітря та автоматично коригують роботу вентиляційних систем, забезпечуючи підтримання оптимальних показників роботи [1]. Проте до сьогодні існує складна і не до кінця коректно вирішена проблема аналітичного опису і відповідних аеродинамічних розрахунків процесів дискретного розподілу і збору

робочого середовища в розгалужених вентиляційних і аспіраційних системах. Суттєва нерівномірність профілів швидкості в робочих перерізах колекторів роздачі чи збору потоків та, що значно важливіше, в окремих відводах колекторних систем істотно знижує ефективність їх роботи. Причина утворення нерівномірності другого типу пов'язана з так званим «колекторним ефектом», який у випадку розподільчих колекторів проявляє себе у «відновленні» швидкісного напору при зростанні статичного тиску в напрямку глухого торця колектору (вздовж колектору збору потоків спостерігається значно більше падіння статичного тиску порівняно з дією втрат тиску через гідравлічний опір). З необхідністю рішення цієї проблеми стикаються при проєктуванні теплообмінних апаратів, камер згоряння газотурбінних двигунів, елементів парових котлів і деяких типів ядерних реакторів тощо. Складність розв'язання подібних задач полягає в наступному. Через змінність витрати колекторних потоків згідно з одним із напрямків досліджень на базі класичної теорії Мещерського динаміки точки змінної маси застосовують диференціальне рівняння руху потоків змінної маси [2], яке враховує динамічний (інерційний) ефект обміну імпульсами між основним колекторним потоком і потоками у відгалуженнях:

$$g dz + \frac{dp}{\rho} + \alpha_0 \upsilon d\upsilon + \upsilon^2 d\alpha_0 + \alpha_0 \upsilon \left(\upsilon - \theta\right) \frac{dQ}{Q} + \lambda_к \frac{\upsilon^2}{2} \frac{dx}{D} = 0. \quad (1)$$

Однак ця безумовно позитивна якість моделі не дає можливості успішної практичної реалізації її, бо вона «тоне» в невизначеності багатьох факторів. Адже для інтегрування рівняння (1) необхідно знати: 1) закон зміни об'ємної витрати Q вздовж колектору (або задатися їм наперед, що проблематично); 2) залежності для складових θ вектору локальної швидкості відокремлених або приєднувальних мас на напрямок руху основного потоку; 3) закон зміни коефіцієнта потоку імпульсу α_0 з урахуванням інтерференції сусідніх локальних зон взаємодії з колекторною течією відокремлених рідких частинок або тих, що приєдналися; 5) значення коефіцієнта гідравлічного тертя $\lambda_к$, усереднене вздовж колектору. Попри давність зазначеної проблеми відомі дані за цими характеристиками нечисленні та суперечливі через труднощі їх експериментального вивчення та у зв'язку з різноманіттям

конструкцій колекторних систем навіть з неперервною роздачею (збором) середовища через щілини або через дрібнопористу структуру. Щодо дискретного характеру зміни витрати колекторних потоків в системах з паралельно підключеними до колекторів відгалуженнями (в тому числі з фільтраційними елементами), завдання інтегрування рівняння (1) значно ускладнюється і, головне, не дає можливості відійти від інфінітезимального до скінченнорізницевого підходу без втрати фізичного змісту процесу.

Пропонується наближена математична модель опису процесу дискретної роздачі газу (повітря) з роздавального колектору по паралельно підключеним відгалуженням, особливістю якої є органічне отримання лінійного різницевого рівняння цілочисельного аргументу відносно щільності току $J_i = \rho \upsilon_i$ в колекторі при необхідності експериментального визначення практично одного з параметрів, який містить аналітичний розв'язок рівняння. Такий метод може бути застосований також для моделі дискретного підведення середовища із паралельно підключених відгалужень до збірного колектору, що є типовим для витяжних вентиляційних систем.

Список використаних джерел

1. Вентиляційні системи в цивільному та промисловому будівництві: комплексний огляд і шляхи модернізації / Ю. І. Чайка та ін. Збірник наукових праць Українського державного університету залізничного транспорту. 2025. № 225. С. 114–116. URL: https://doi.org/10.18664/1994–7852.211.2025.327331

2. Петров Г.А. Гідравліка змінної маси: монографія. Харків: Вид–во Харківського держ. ун–ту, 1964. 224 с.

UDC 532.526

Shkvar Ye., DSc, Professor
ORCID 0000-0001-9589-5860
College of Engineering, Zhejiang Normal University, China
Institute of Hydromechanics of NASU, Ukraine

PARTICLE IMAGE VELOCIMETRY OF PERIODIC COUNTER–ROTATING VORTICAL SYSTEMS IN THE LONGITUDINAL AND TRANSVERSAL PLANES RELATIVE TO THE MAIN FLOW DIRECTION

Natural vortices (whirlpools, tornadoes) are well known as structures of various flows with the ability to concentrate energy and transport it over significant distances, maintaining self–sustaining stability over a relatively long period of time. In engineering, the efficiency of vortex interaction with adjacent flow areas has led to the widespread use of vortex generation in engineering, in particular, in thermal power engineering to intensify heat and mass transfer processes, as well as in hydrodynamics for flow control. One of the most obvious examples of targeted vortex generation is the bumps on the leading edge of the fins of a humpback whale [1], which increase its maneuverability by expanding the range of angles of attack (AoA) of the flow without separation due to the formation of a regular structure of longitudinal vortices with paired opposite rotation in the boundary layer, also known as counter–rotating vortex pairs (CRVPs) or, because of the shape of their cross–section, like kidney-shaped vortices (Figure 1).

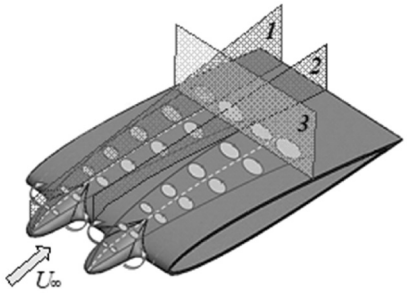


Figure 1 – CRVP vortical structures formed by leading-edge tubercles on the windward wing surface.

The advantages of the leading edge tubercles are the process of enhancing vortex generation as the AoA increases, which was studied in detail by the author using a 2D Time–Resolved Particle Image Velocimetry (TR–PIV) measuring system (Figure 2) installed in a certified closed–loop wind tunnel of the College of Engineering of Zhejiang Normal University (Fig. 3) and applied to several sections of the rectangular wing model parallel to the flow direction and located along the plane of symmetry of the tubercle 1 (Figure 1) or in the median plane 2 between two adjacent tubercles with their different lengths (from 2% to 35% of the chord) and different shapes, including curved relative to the AoA [2–5].

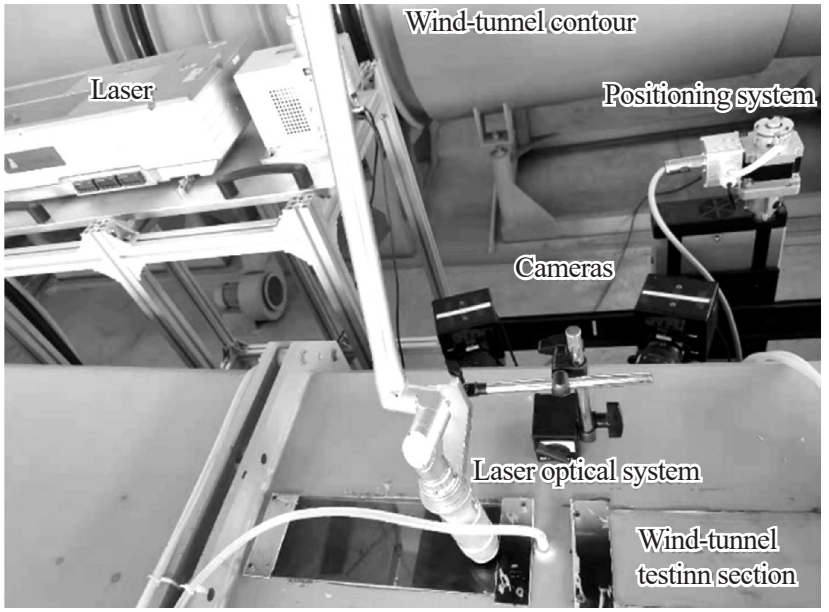


Figure 2 –TR-PIV measuring system of the College of Engineering of Zhejiang Normal University (Zhejiang province, Jinhua, China)

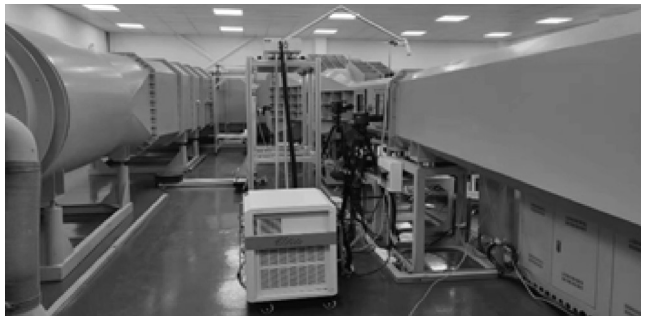


Figure 3 – Closed-loop wind tunnel of the College of Engineering of Zhejiang Normal University (Zhejiang Province, Jinhua, China)

In this study, a more traditional type of vortex generators (VGs) in the form of paired triangular wings (Figure 4,5) was used as a geometrically different, but physically similar alternative for comparison with "tubercles", and a series of three-dimensional TR–PIV measurements were performed in plane 3, transverse to the direction of the undisturbed flow, in several sections along the chord, which involves the use of two video cameras symmetrically positioned both relative to the main direction flow and relative to the measurement plane. In addition, by providing direct information about the structure of the secondary streams in plane 3, which are significantly weaker than the main stream, the technology involves careful adjustment of both the cameras and the thickness and intensity of the flat laser beam.

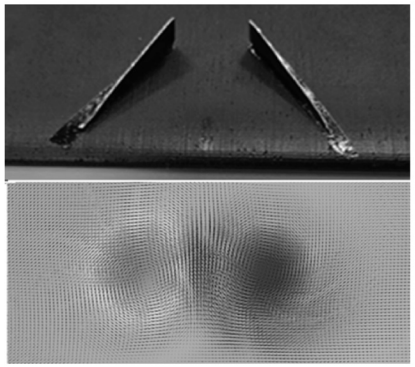


Figure 4 – CRVPs formed by one pair of delta-winglet's VGs mounted 10mm from the leading edge on the windward surface of the wing (here and on the Fig. 5 vectors show the distribution of secondary velocity in plane 3, color

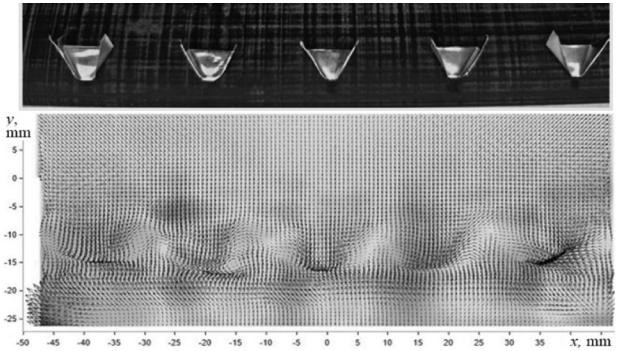


Figure 5 – CRVPs formed by an array of twin delta–winglet's VGs mounted similar to the Fif. 4

The conducted TR–PIV measurements have convincingly shown that even at pre–separation AoA, the leading-edge tubercles are significantly weaker VGs compared to twin delta-winglets of comparable transverse dimensions when installed with the same 20 mm pitch along the span, but, nevertheless, they significantly regularize the turbulent boundary layer, making it more spatial, and this effect is preserved in the near wake even at small tubercle lengths of about 2% of the chord. Thus, the geometry of the leading edge has a significant effect on the flow around the wing as a whole and the choice of its rational shape is an important direction for further optimization of the lifting and control aerodynamic surfaces. In addition, a significant methodological achievement of this study is the demonstration of the possibility of measuring the characteristics of weak secondary flows in the transversal plane 3, which implies careful positioning of the two chambers and the plane of the laser beam in the test section of the wind tunnel.

References

1. Fish F.E. and Battle, J.M., Hydrodynamic design of the humpback whale flipper, Journal of Morphology 225 (1995), pp. 51–60 https://doi.org/10.1002/jmor.1052250105

2. Shkvar Ye., Kandume J., E Shiju, Islam M., Kryzhanovskyi A. Particle Image Velocimetry in the Near–wake of a Wing with Leading Edge Tubercles, Phys. Fluids 36 (2024), pp. 094103.1-094103.11, https://doi.org/10.1063/5.0226431

3. Kryzhanovskyi A., Shkvar Ye., E Shiju, Islam M., PIV–based study of aerohydrodynamic properties of bent leading–edge tubercles, Aerospace Science and Technology 164 (2025), 110372.1-110372.18, https://doi.org/10.1016/j.ast.2025.110372

4. Shkvar Ye. Combined methods of turbulent flow control using artificial generation of near-wall vorticity. Proceedings of the 10th Thermal & Fluids engineering conference, George Washington University ASTFE, USA, March 9–14, 2025 pp. 1495–1500 https://dx.doi.org/10.1615/TFEC2025.tfl.056223

5. Fang Xi. (方贤德), Kornev N., Shkvar Ye. Special topic on vortex flow mechanics. Physics of Fluids, 2025, pp. 060401.1–060401.2 https://doi.org/10.1063/5.0280472

Кутовий М.С.,
Ящук О.П.
Державний університет
«Київський авіаційний інститут»

ГІДРОДИНАМІЧНА СТАБІЛІЗАЦІЯ БПЛА ПРИ РОБОТІ СИСТЕМИ ІМПУЛЬСНОГО ПОЖЕЖОГАСІННЯ З ВИКОРИСТАННЯМ ЕФЕКТУ ДИСКРЕТНОГО СТРУМЕНЯ

Стрімкий розвиток безпілотної авіації, зокрема апаратів використання важких БПЛА для гасіння пожеж у висотних будівлях є одним із найбільш перспективних напрямків розвитку аварійно-рятувальної техніки. Однак ефективність таких систем суттєво обмежується вантажопідйомністю: запас вогнегасної рідини на борту зазвичай не перевищує 50–100 літрів. Традиційні методи подачі води безперервним струменем є неефективними через швидку втрату маси та аерацію струменя. Рішенням проблеми є перехід до імпульсного пожежогасіння (технологія «водяного снаряда»). Проте реалізація цього методу пов'язана з виникненням двох критичних фізичних явищ: кавітаційної нестабільності потоку в соплі та потужної імпульсної віддачі, що дестабілізує БПЛА. Метою роботи є розробка методу гідродинамічної стабілізації БПЛА на основі моделі дискретного струменя [1].

Суть моделі полягає у формуванні окремих "блоків рідини" замість суцільного потоку. Фізика процесу має складний нестаціонарний характер. Течія проходить три стадії: ріст каверни, її відрив та колапс, що генерує потужні пульсації тиску з домінуючими частотами близько 2 кГц [3]. Саме момент колапсу каверн є критичним. Згідно з моделюванням [4] методом SPH (Smoothed Particle Hydrodynamics), основну руйнівну дію чинять не стільки мікрострумені, скільки ударні хвилі від схлопування бульбашок. Для пожежної гармати це означає, що неконтрольована кавітація всередині ствола зруйнує цілісність "водяного снаряда" ще до вильоту.

Для запобігання внутрішній кавітації та ерозії запропоновано використовувати коноїдальне сопло, яке забезпечує безвідривне обтікання. Головною проблемою для БПЛА є імпульсна віддача.

Враховуючи виявлені [3] закономірності щодо низькочастотних пульсацій тиску при відриві каверн, жорстке кріплення гармати призведе до резонансного розхитування платформи. Запропоновано комбіновану систему стабілізації: гідравлічний демпфер відкату, поглинає пікові ударні навантаження від "пострілу"; Feed–Forward керування, контролер БПЛА отримує сигнал про постріл за 50 мс і превентивно змінює тягу двигунів.

Використання ефекту дискретного струменя [1] дозволяє значно підвищити ефективність пожежних БПЛА. Врахування механізмів кавітаційної нестабільності [3] та ударно-хвильової природи колапсу бульбашок [4] дозволило спроєктувати сопловий апарат, що формує компактний далекобійний струмінь без ризику пошкодження обладнання.

Список використаних джерел

1. Тарасенко Т.В. Механізм генерування кавітаційних коливань тиску при витіканні рідини через дросельний пристрій / Т.В. Тарасенко. – Київ, 2019.

2. Magnotti M., Battistoni M., Saha K., Som S. Development and validation of the cavitation–induced erosion risk assessment tool // Transportation Engineering. – 2020. – Vol. 2. – 100034.

3. Huang B. Experimental investigation of unsteady attached cavitating flow induced pressure fluctuation // Journal of Hydrodynamics. – 2022. – Vol. 34. – P. 31–42.

4. Joshi J.S., Franc P., Ghigliotti G., Fivel M. SPH modelling of a cavitation bubble collapse near an elasto–visco–plastic material // Journal of the Mechanics and Physics of Solids. – 2019. – Vol. 125. – P. 420–439.

5. Sembritzki K. Impulse Fire Extinguishing Systems (IFEX): Technology and Application // Fire Safety Journal. – 2018. – Vol. 45.

УДК 629.7.024: 629.735

Хлистун О.І., канд. техн. наук, доцент
ORCID: 0009-0001-9063-6066
Бадах В.М., канд. техн. наук,
ORCID: 0009-0009-2361-1123
Нетреба В.П., Степанян М.С.,
Державний університет
«Київський авіаційний інститут»

ФАКТОР НЕКОНТРОЛЬОВАНОГО ВИТОКУ ПОВІТРЯ В ЗАБЕЗПЕЧЕННІ НАДДУВУ ГЕРМЕТИЧНОЇ КАБІНИ ЛІТАЛЬНОГО АПАРАТА

Кабіни сучасних висотних ЛА мають тільки певний ступінь герметичності – через нещільності та отвори, з фюзеляжу безперервно відбувається неконтрольований виток повітря (НВП).

Витрата стисненого повітря суттєво впливає на паливну ефективність ЛА.



Рисунок 1 – Співвідношення витрат палива на систему наддуву [2]

Вимоги до наддуву та вентиляції кабін ЛА як за нормальних умов польоту, так і під час відмови джерел стисненого повітря наведені у правилах Федеральної авіаційної адміністрації США [1].

Проблема НВП з герметичних кабін ЛА переважно розглядається побічно у контексті досліджень систем наддуву ГК [3, 4, 6, 7], хоча, за даними роботи [4], НВП може складати до 50% від загальної витрати повітря на СН.

В роботі [5], визначені умови, за яких виникає максимальний НВП з герметичної кабіни ЛА для лінійного закону наддуву, (рисунок 2, крива 3).

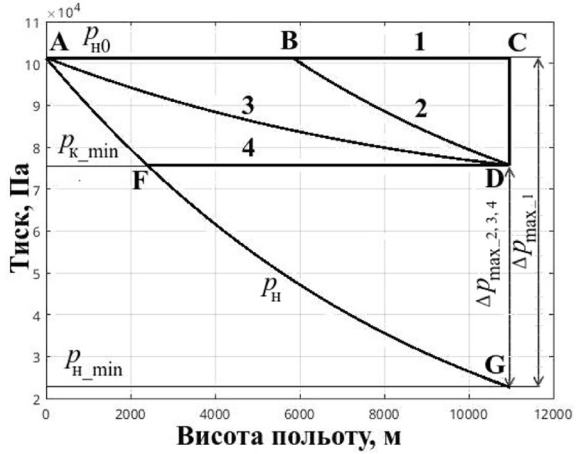


Рисунок 2 – Закони наддуву ГК ЛА (створення завданого тиску $p_к$): 1 – ABC; 2 – ABD; 3 – AD; 4 – AFD, $p_н$ – AFG.

Зважаючи на залежність НВП від закону наддуву ГК, необхідно мати математичний апарат для дослідження цієї залежності, який також дозволяє визначати закон наддуву ГК, за якого НВП є мінімальним.

Функціональний простір множини законів наддуву ГК,

$$\left\{\varphi(p_н)\,|\,\langle p_н, \varphi(p_н)\rangle \subset \mathbb{R}^+\times\mathbb{R}^+ : p_к = \varphi(p_н)\right\},$$

потрібно підпорядкувати функції обмежень $\omega\circ\varphi(p_н)$, які зумовлені вимогою щодо максимально припустимої швидкості змінення тиску в ГК. Цільовий функціонал має мінімізувати НВП, $\dot{m}_{нвп}(p_н, \omega\circ\varphi(p_н))$, у продовж польоту, тобто $I\left[\dot{m}_{нвп}\right] \to \min$.

Висновки та подальший напрямок досліджень

1. На теперішній час практично відсутні роботи, з дослідження проблеми неконтрольованого витоку повітря з герметичних кабін ЛА у висотному польоті.

2. Існує нагальна потреба в розробленні математичного апарату для дослідження залежності неконтрольованого витоку повітря з герметичних кабін ЛА від закону наддуву ГК, який дозволяє мінімізувати цей виток.

Список використаних джерел

1. 14 Code of Federal Regulations Part 25 (2025) Airworthiness Standards: Transport Category Airplanes. Federal Aviation Administration, U.S. Department of Transportation.

2. Bender D. (2019) Exergy Based Analysis of Aircraft ECS and its Integration into Model Based Design, Doctoral thesis. Technische Universität, Berlin, Bundesrepublik Deutschland, Berlin.

3. Kanhaiya Lal Chaurasiya, Bishakh Bhattacharya, AK Varma and Sarthak Rastogi (2020) Dynamic modeling of a cabin pressure control system. Proc IMechE Part G: J Aerospace Engineering 2020, Vol. 234(2) pp. 401–415.

4. Kurokawa F.Y., de Andrade, C.R., and Zaparoli E.L. (2005) Determination of the outflow valve opening area of the aircraft cabin pressurization system. Proceedings of COBEM 2005,18th International Congress of Mechanical Engineering November 6–11, 2005, Ouro Preto, MG.

5. Malyshko P.O., and Khlystun, O.I. (1991) On the issue of assessing the degree of tightness of the transport aircraft fuselage. Aviation Industry, 1991, № 10, pp. 3–4 (in russian).

6. Ramos F.D., de Andrade, C.R., and Zaparoli E.L. (2005) Computational simulation of an aircraft cabin pressure control system. Proceedings of COBEM 2005,18th International Congress of Mechanical Engineering November 6–11, 2005, Ouro Preto, MG.

7. Zhao Zhang, Zhong Yang, Si Xiong, Shuang Chen, Shuchang Liu, and Xiaokai Zhang (2021) Simple Adaptive Control–Based Reconfiguration Design of Cabin Pressure Control System. Hindawi Complexity, Volume 2021, Article ID 6635571.

УДК 532.5

Макаренко Р.О., канд. техн. наук, доцент
ORCID 0000-0001-9515-144X
Хлистун О.І., канд. техн. наук, доцент
ORCID 0009-0001-9063-6066
Державний університет
«Київський авіаційний інститут»

ОЦІНКА ЕФЕКТИВНОСТІ ГІДРАВЛІЧНОГО ДІОДА З ТОРОЇДАЛЬНОЮ ВИХРОВОЮ КАМЕРОЮ

Гідравлічний діод є пристрієм, який використовується в системах гідравліки для контролю спрямування потоку рідини. Він дозволяє рідини вільно рухатись в одному напрямку, але обмежує потік у зворотньому напрямку. Гідравлічні діоди можуть використовуватися в різних промислових галузях, таких як: машинобудування, авіація, суднобудування та інші. Існують кілька типів конструктивного виконання таких елементів, і всі вони характеризуються коефіцієнтом діодності. Цей коефіцієнт визначає, наскільки ефективно пристрій контролює напрямок потоку рідини. Чим більше коефіцієнт діодності, то краще діод. Крім цього існують ще критерії оцінки якості гідравлічного діода: пропускна здатність, падіння тиску, надійність та довговічність (здатність діода зберігати свої характеристики та працювати без збоїв протягом тривалого часу). При виборі гідравлічного діода також важливо враховувати умови експлуатації, вимоги до точності та надійності. Для оцінки нового варіанта конструкції гідравлічного діода можна використовувати різні методи дослідження, такі як математичне моделювання, комп'ютерне моделювання, випробування реальних умов експлуатації та інші. Однак, найбільш ефективним методом буде комплексне дослідження, що включає як експериментальні, так і теоретичні методи [1], [2].

Гідравлічні діоди вихрового типу мають зазвичай високі показники діодності. Тому за конструкцію для такого діода був обраний варіант, в якому буде задіяно вихроутворення. Деякі існуючі рішення не дозволяють забезпечити повне замикання діода при зворотному напрямку руху середовища. Запропонований варіант вихрового діода спрямований на досягнення мети його замикання при зворотному

потоці. Гідравлічний діод (рисунок 1) є коаксіально розміщені трубопроводи: один центральний, а інший виконано у вигляді кільцевої трубки однакової з іншою трубкою площею поперечного перерізу. На ділянці кільцевого переходу з одного трубопроводу до іншого розміщена тороїдальна вихрова камера.

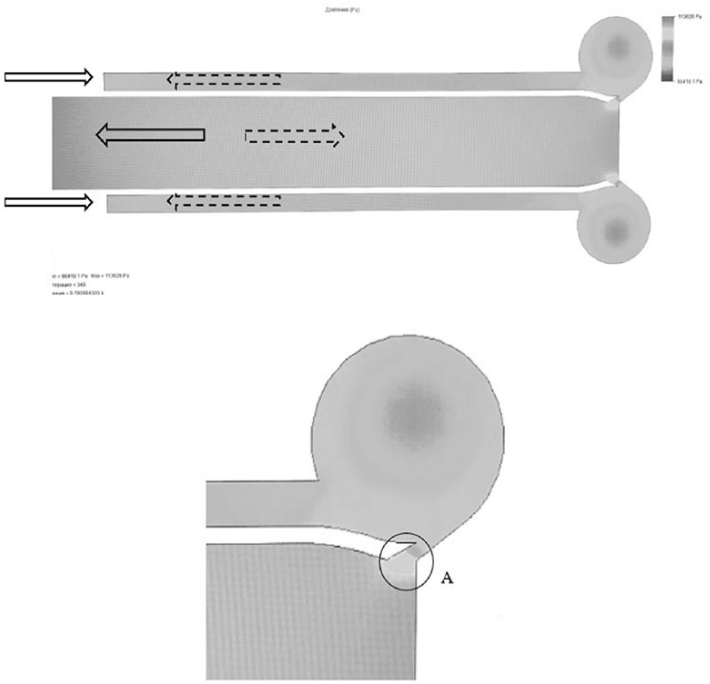


Рисунок 1 – Схема гідродіоду

На початковому етапі передбачається попередня оцінка ефективності описаного гідравлічного діода без детального опрацювання всіх конструктивних елементів. Перший і найбільш очевидний спосіб – провести випробування в реальних умовах. Однак такий підхід є надто затратним і займає багато часу, тому буде використано комп'ютерне моделювання для оцінки передбачуваної продуктивності нової конструкції. Це дозволить оцінити продуктивність гідродіода та, за необхідності, оптимізувати його конструкцію.

Оцінку ефективності проведено за допомогою чисельного моделювання, використовуючи програму обчислювальної гідродинаміки flow simulation. При цьому було створено тривимірну модель гідравлічного діода з урахуванням геометрії та умов течії. Після цього проводилося чисельне рішення рівнянь Нав'є–Стокса програмою flow simulation, в яких враховується рух рідини всередині діода, а також проводилося вимірювання швидкості та тиску потоку. За результатами моделювання можна одержати інформацію про структуру потоку, розподіл швидкостей і тисків, а також про коефіцієнт діодності. Коефіцієнт діодності може використовуватися для оцінки замикання потоку в гідравлічному діоді, але конкретний пороговий відсоток діодності, який вказує на замикання, може залежати від конкретної конструкції та умов експлуатації діода. Зазвичай, якщо коефіцієнт діодності перевищує 50–60%, це свідчить про замикання потоку. Однак, для точної оцінки необхідно проводити експериментальні та/або численні дослідження. У більшості випадків коефіцієнт діодності зазвичай знаходиться в діапазоні від 2 до 50, а іноді може досягати значень до 100–150. Коефіцієнт діодності в гідравлічному діоді може бути більше 200, залежно від конструкції та умов експлуатації. Однак, такі значення коефіцієнта діодності досягаються лише в дуже специфічних умовах та для конкретних конструкцій гідравлічних діодів.

Дослідження проводилося для робочої рідини – вода, у широкому діапазоні чисел Рейнольдсу.

Коефіцієнт діодності *Kd* визначається як відношення опору у зворотному напрямку до опору у прямому напрямку і за результатами моделювання найбільше значення дорівнює 550.

Так значення коефіцієнта діодності у нашому випадку вказує про велику різницю між опорами потоку у прямому та зворотному напрямках, що може свідчити про високу ефективність гідравлічного діода у блокуванні потоку у зворотному напрямку.

Виконаємо оцінку відсотка діодності:

$D = (1 - 1/Kd) \cdot 100\% = (1 - 1/550) \cdot 100\% = 99.8\%$.

Отримане значення відсотка діодності означає, що гідравлічний діод замикає потік у зворотному напрямку на 99.8% по відношенню до потоку у прямому напрямку.

Отримані дані були отримані при числах Рейнодьдса від 2800 до 150000. Оцінка роботи гідродіоду при ламінарному режимі течії та з іншими типами рідин на даному етапі роботи не проводилася. Слід зауважити, що ефективність гідравлічного діода залежить від параметру зазору в зоні *A* (рисунок 1). Коефіцієнт діодності *Kd* при варіюванні значення зазору в більшості випадків був в межах від 3 до 120. Це свідчить про те, що запропонована схема має певні недоліки, які можуть бути пов'язані с точністю виготовлення внутрішньої частини та під'єднання вхідного та вихідного каналу гідравлічної системи.

Висновки

Запропонована конструкція гідравлічного діода з високим відсотком діодності може бути використана як запірний клапан, так як він здатний ефективно замикати потік рідини в одному напрямку і пропускати його в іншому, або в системах керування.

До недоліку слід віднести чутливість коефіцієнта діодності до геометрії кільцевого каналу зони А, що зменшує стабільність отримання високих значень навіть при незначної зміні розміру кільцевого каналу.

Список використаних джерел

1. Hu, P. L. Numerical investigation of tesla valves with a variable angle. Phys. Fluids 34(3), 033603 (2022).

2. H. Doddamani, T. K. Das, M. Takao, and A. Samad, "Design Optimization of a Fluidic Diode for a Wave Energy Converter via Artificial Intelligence–Based Technique," Arabian Journal for Science and Engineering, 2022. DOI: 10.1007/s13369–022–07467–0.

УДК 621.224.7

Роговий А.С., д-р техн. наук, професор
ORCID 0000-0002-6057-4845
Савенков Д.А,
ORCID 0009-0008-8654-627X
Азаров А.С.
ORCID 0000-0002-7119-715X
Національний технічний університет
«Харківський політехнічний інститут»

КОМПЛЕКСНА ЧИСЕЛЬНА ОПТИМІЗАЦІЯ РОБОЧОГО КОЛЕСА І СПІРАЛЬНОГО ВІДВОДУ ВИСОКОНАПІРНОГО ВІДЦЕНТРОВОГО НАСОСА

Гідроакумулюючі електростанції (ГАЕС) відіграють ключову роль у балансуванні енергосистем із високою часткою відновлюваних джерел енергії, забезпечуючи накопичення надлишкової електроенергії та її повернення у години пікового навантаження. Основними агрегатами таких станцій є оборотні гідромашини, що працюють у двох режимах: турбіни та насоса. Ефективність насосного режиму безпосередньо визначає енергетичні та економічні показники акумулюючої станції, а тому підвищення коефіцієнта корисної дії відцентрових насосів із високими напорами є актуальним науково-технічним завданням [1].

Одними з основних елементів, що формують гідравлічні втрати у проточній частині насоса, виступають робоче колесо та спіральний відвід [2]. Нерівномірність розподілу швидкості в міжлопатевому просторі, локальні прискорення до 30 м/с, різкі перепади тиску на задній кромці лопаті, а також відриви потоку в зоні язика спіралі призводять до підвищення втрат і зниження ККД [3]. Традиційні методи проєктування базуються на спрощених аналітичних залежностях і не забезпечують урахування складної тривимірної структури течії у високонапірних агрегатах.

Сучасні інженерні підходи передбачають використання засобів комп'ютерної гідродинаміки (CFD), що дають можливість досліджувати просторові турбулентні структури та оптимізувати геометрію з високою точністю [4]. Поєднання Vista CPD для попереднього проєктування з тривимірним моделюванням у ANSYS CFX дозволяє виконувати

параметричну оптимізацію проточної частини та оцінювати вплив конструктивних змін на робочі характеристики [5]. У цьому контексті комплексна оптимізація робочого колеса та спірального відводу є перспективним напрямом підвищення ефективності насосних агрегатів ГАЕС.

Методика дослідження базувалася на інтегрованому застосуванні програмного комплексу ANSYS. На першому етапі виконано попереднє проєктування проточної частини у Vista CPD та генерацію лопатей у BladeGen. Далі побудовано гексагональні та тетрагональні сітки у TurboGrid і ANSYS Mesh з перевіркою сіткової незалежності. Тривимірне моделювання течії проведено в ANSYS CFX із використанням RANS-рівнянь та SST–моделі турбулентності. Для аналізу взаємодії між колесом і спіраллю застосовано підходи Frozen Rotor та Stage.

Оптимізація робочого колеса була спрямована на зменшення гідравлічних втрат у міжлопатевому просторі та покращення умов течії на виході у спіральний відвід. CFD–аналіз базової геометрії, спроєктованої у Vista CPD, показав суттєву нерівномірність розподілу швидкості: у звуженій зоні каналу меридіональна швидкість зростала до 30 м/с, формуючи локальні прискорення та інтенсивні зсувні шари. Крім того, на задній кромці лопаті спостерігався різкий перепад тиску, що сприяв вихороутворенню та підвищував ризик кавітації.

На першому етапі оптимізації виконано локальне розширення каналу в меридіональній площині, що зменшило пікові швидкості та вирівняло потік. На другому етапі скориговано профіль лопаті шляхом зменшення її товщини біля задньої кромки та уточнення кута входу потоку, що забезпечило плавніше з'єднання потоків і зниження втрат. Порівняння модифікацій показало, що оптимізований варіант забезпечив підвищення напору з 588 до 621 м та зростання ККД з 0,927 до 0,952, що підтверджує ефективність внесених змін. Розподіл статичного тиску на лопаті представлено на рисунку 1.

Оптимізація спірального відводу була спрямована на усунення локальних втрат, що формувалися у зоні язика та верхній частині спіралі. Аналіз базової геометрії показав наявність відривних течій і різких градієнтів швидкості, що призводило до нерівномірного навантаження на робоче колесо та зниження ефективності. Для детального виявлення проблемних областей застосовано підхід

Frozen Rotor, який зберігає кутову нерівномірність потоку та дозволяє ідентифікувати локальні зони прискорення й рециркуляції.

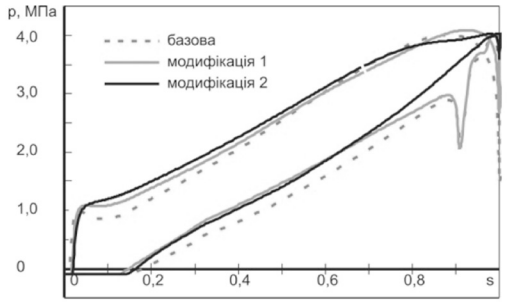


Рисунок 1 – Розподіл статичного тиску вздовж лопаті на 50 % висоти для трьох конструкцій робочого колеса

На основі отриманих результатів розроблено дві модифікації спірального відводу шляхом зміни радіусів поперечних перерізів. Перша модифікація сприяла частковому вирівнюванню поля швидкостей, проте зберігала локальні відриви біля язика. Друга забезпечила плавніше розширення каналу та зменшення пікових швидкостей, що призвело до суттєвого зменшення втрат. Розрахунки показали зростання напору з 549 до 592,5 м та підвищення ККД з 0,865 до 0,893.

Сумарний ефект комплексної оптимізації виявив взаємний вплив удосконалених елементів: покращений вихід із робочого колеса забезпечив рівномірніший ввід потоку у спіраль, а оптимізований відвід ефективніше перетворював енергію, що зменшувало гідравлічні втрати.

Висновки. Розроблено комплексну методику CFD–оптимізації проточної частини відцентрового насоса із використанням Vista CPD, BladeGen, TurboGrid/Mesh та ANSYS CFX, що дозволило врахувати тривимірну структуру течії та взаємодію між елементами.

Оптимізація робочого колеса та спірального відводу забезпечила усунення локальних прискорень і зон відриву, вирівняла розподіл швидкостей і тиску, що зменшило гідравлічні втрати.

Комплексні зміни привели до зростання напору та підвищення ККД до 0,893, що підтверджує ефективність інтегрованого підходу.

Список використаних джерел

1. Рєзва К.С., Дранковський В.Е., Шевцов В.М. та Оспіщева Л.О. Застосування методів математичного моделювання при чисельному дослідженні гідродинамічних характеристик високонапірної оборотної гідромашини», Вісник НТУ «ХПІ». Сер.: Гідравлічні машини та гідроагрегати, №1, С. 46–52, 2020.

2. Роговий А.С., Дранковський В.Е., Тиньянов О.Д. та Азаров А.С. Проєктування оборотної гідромашини засобами Ansys та дослідження течії у насосному режимі. Вісник НТУ «ХПІ». Сер.: Гідравлічні машини та гідроагрегати, №2, – С. 73–81, 2024.

3. T. Nigussie and E. Dribssa, Design and CFD analysis of centrifugal pump, Int. J. Eng. Res. Gen. Sci., vol. 3, no. 3, pp. 668–677, 2015.

4. Роговий А.С., Азаров А.С., та Демчук Р.М.Удосконалення характеристик робочого колеса високонапірного відцентрового компресора проєктуванням за допомогою САПР, Вісник НТУ «ХПІ». Сер.: Гідравлічні машини та гідроагрегати, №1, С. 25–30, 2023.

5. A. Rogovyi et al., Improving the Performance of a Centrifugal Compressor Through Computer–Aided Design and Optimization of Blade Thickness, in Design, Simulation, Manufacturing: The Innovation Exchange, 2024, pp. 324–333.

СЕКЦІЯ 2
СИСТЕМИ ПРИВОДІВ. ЕЛЕМЕНТИ І СИСТЕМИ ГІДРОПНЕВМОАВТОМАТИКИ
Голова секції – Гусак О.Г., канд. техн. наук,, професор

УДК 621.225

Волянський М.С., доцент
ORCID 0000-0002-3595-9365
Національний університет біоресурсів і природокористування України

АНАЛІЗ РОБОТИ ГІДРОМЕХАНІЧНОЇ СИСТЕМИ КЕРУВАННЯ АКСІАЛЬНО–ПЛУНЖЕНИМИ НАСОСАМИ У ГІДРОПРИВОДАХ ІЗ ЗАМКНЕНИМ ПОТОКОМ

У сучасній техніці – сільськогосподарській, дорожньо-будівельній, комунальній та автомобільній – широкого поширення набули гідроприводи із замкненим потоком робочої рідини. Вітчизняна промисловість, а саме підприємство «Гідросила АПМ» ПАТ «Гідросила Груп» (м. Кропивницький), виробляє аксіально-поршневі насоси (АПН) і гідромотори серій PVS, HVH і PVH2 для гідроприводів із замкненим потоком. В таких гідроприводах застосовують різні системи керування АПН, але в усіх застосовують гідромеханічну систему пропорційного керування (рисунок 1) [3].

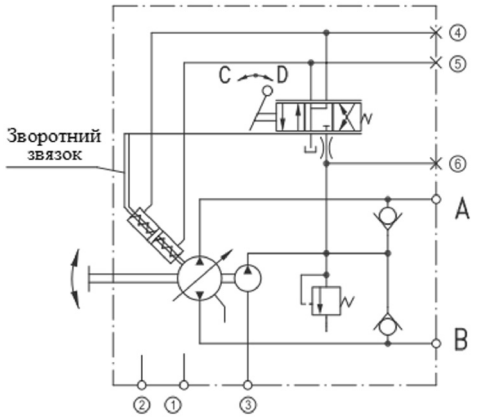


Рисунок 1 – Поширена принципова схема гідромеханічної системи керування АПН

Поширена принципова схема гідромеханічної системи керування АПН містить розподільник трипозиційний чотирилінійний із закритим центром. Таке зображення розподільника не відображає фіксацію заданого кута нахилу диска, а значить і робочого об'єму АПН.

На рисунку 2 запропоновано схему гідромеханічної системи керування АПН, де дроселювальний розподільник *1* зображено не трипозиційним, а пятипозиційним.

Для відтворення операцій, що відбуваються у процесі роботи, розподільник має дві робочі позиції *I* і *V*, дві нейтральні робочі позиції *II* і *IV* та нейтральну позицію III.

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

У процесі роботи механізм керування АПН здійснює такі операції:

- фіксацію диска у нейтральному положенні (позиція *III*);
- відхилення диска від нейтрального положення (позиція *I*);
- фіксацію диска у робочому положенні (позиція *II*);
- збільшення кута відхилення диска (позиція *I*);
- зменшення кута відхилення диска (позиція *V*);
- фіксацію диска при зменшеному куті нахилу (позиція *II*);
- зміну кута нахилу диска на протилежний (позиція *V*);
- фіксацію диска при зміні кута нахилу на протилежний (позиція *IV*).

Коли важіль керування *17* знаходиться у нейтральному положенні золотник розподільника *1* пружиною *26* утримується в нейтральній позиції III, циліндри *4* і *9* сполучені із зливною лінією *24,* пружини *5* і *10* циліндрів переміщують поршні *6* і *11* і через шатуни *7* і *12* встановлюють похилий диск *8* у вертикальне положення (робочий об'єм насоса дорівнює нулю) і подача АПН відсутня; рідина від підживлювального насоса *20*, через запобіжний клапан *23*, потрапляє у зливну лінію *24* корпуса основного насоса. Гвинтовим механізмом *30* регулюють положення золотника розподільника *1* у нейтральній позиції, переміщуючи його відносно корпуса.

Якщо важіль керування *17* повертати в один або інший бік, то буферна пружина закручується і сила її дії переважить силу дії прини *26* і золотник переміститься у робочу позицію *I* або *V*, залежно від

напрямку повороту важеля *17*. Якщо важіль керування *17* повертати в один або інший бік, то буферна пружина закручується і сила її дії переважить силу дії прини *26* і золотник переміститься у робочу позицію I або *V*, залежно від напрямку повороту важеля *17*. Якщо важіль керування *17* повертати в один або інший бік, то буферна пружина закручується і сила її дії переважить силу дії прини *26* і золотник переміститься у робочу позицію I або *V*, залежно від напрямку повороту важеля *17*.

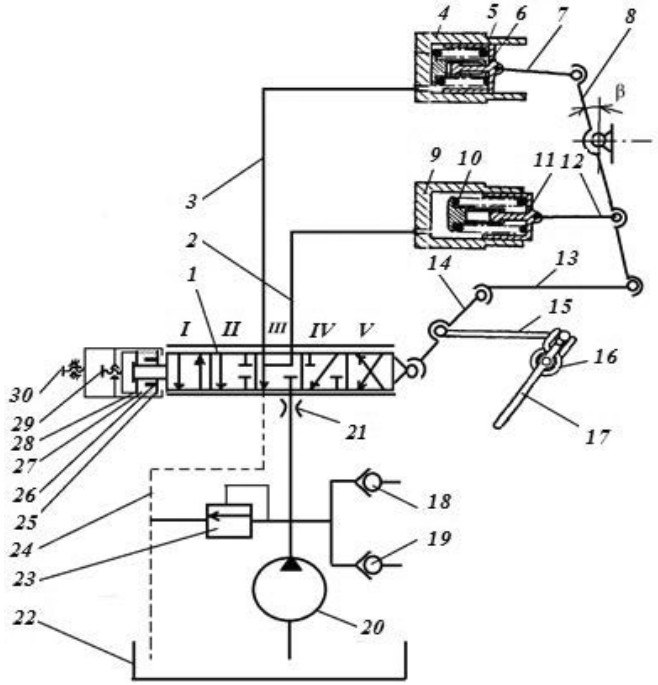


Рисунок 2 – Принципова схема гідроприводу механізма керування АПН: 1 – розподільник; 2, 3 – гідролінії керування циліндрами; 4, 9 – циліндри; 5, 10 – пружини циліндрів; 6, 11 – поршні; 7, 12 – шатуни; 8 – похилий диск (поворотна плита); 13 – тяга зворотного зв'язку; 14 – двоплечий важіль; 15 – тяга; 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 механізма стискання пружини; 30 – гвинт встановлення золотника розподільника в нейтральну позицію; I, II, III, IV, V – позиції розподільника

Зміщення золотника визначається відстанню між шайбами *25* і *28* та довжиною втулки *27*. Максимальний хід золотника можливий тоді, коли шайба *28* зміститься до упора на золотнику. Величину ходу золотника регулюють гвинтовим механізмом *29* обмежувача ходу.

Робоча рідина від підживлювального насоса *20* надійде до циліндра *9*, поршень якого переміститься і через шатун *12* відхилить похилий диск *8*. Далі, через диференційну тягу зворотного зв'язку *13* і двоплечий важіль *14* стежної системи буде вивільнятися запас енергії буферної пружини *16* і коли її енергія буде вичерпана, пружиною *27* золотник *1* переміститься у позицію *II* або *IV*. Тоді один циліндр буде у положенні «Заперто», а другий буде сполучений із зливною лінією *24*. При цьому кут нахилу похилого диска буде зафіксовано, а значить і робочий об'єм АПН.

Решта операцій здійснюється відповідно.

Запропонована схема керування АПН, яка містить зображення п'ятипозиційного дроселювального розподільника, відтворює всі операції, що відбуваються у процесі роботи механізма його керування.

Список використаних джерел

1. Погорілець О.М., Волянський М.С., Войтюк В.Д., Пастушенко С.І. Гідропривод сільськогосподарської техніки: Навчальне видання. Київ: Вища освіта, 2004. 368 с.

2. Насоси регульовані, замкнутий контур. https://www.hydrosila.com/products/axial-pumps/axial-pumps-zk/

3. uk-catalog-40.pdf UK. https://www.hydrosila.com/files/catalog/uk-catalog-40.pdf?v=1764025846

УДК 621–82

Воронін С.В. д-р техн. наук,
Полєтаєв В.В.,
Український державний університет
залізничного транспорту
Бережний Р.А., канд. техн. наук
АТ «Харківський машинобудівний
завод «Світло шахтаря»

ВПЛИВ КОНЦЕНТРАЦІЇ ЕМУЛЬСІЇ HFA-E В РОБОЧІЙ РІДИНІ НА МЕХАНІЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ ГІДРОМУФТ ШАХТНИХ КОНВЕЄРІВ

Гідродинамічні муфти є важливим елементом приводів ланцюгових та стрічкових конвеєрів, які є основними засобами транспорту вугільних шахт. Основні функції гідромуфт:

– полегшений запуск електродвигунів конвеєра, як в холостому режимі, так і під навантаженням;

– максимальне використання тягових характеристик електродвигуна для запуску конвеєра в завантаженому стані;

– захист привода та тягового органа конвеєра від перевантажень шляхом обмеження крутного моменту.

Параметри робочої рідини безпосередньо впливають на механічні характеристики гідромуфти. Важливо отримати залежності, які допоможуть виконати підбір оптимального складу робочої рідини.

В роботі ми провели пошуковий експеримент, в якому відстежили залежність крутного моменту, який передає гідромуфта, від концентрації водної емульсії. Дослідженню підлягали емульсії типу HFA-E (концентрат на основі мінерального масла, з концентрацією у воді не більше 20%) [1]. Такі рідини мають відповідні пожежобезпечні, екологічні властивості, захищають елементи систем від корозії та зносу, тому їх широко застосовують в гідропередачах конвеєрів вугільних шахт.

Для експерименту був обраний один з найбільш розповсюджених концентратів у шахтах України та ЄС – емульсол Solcenic PL PLUS (виробник – FUCHS Petrolub AG, Германія). Рекомендована виробником концентрація емульсії для гідросистем кріплень 0,5–2,0 %.

Випробування проводили на запобіжно-пусковій гідромуфті постійного наповнення з активним діаметром 345 мм (ГПЕ345У) на стенді заводу «Світло шахтаря», м. Харків. Знімали статичні характеристики шляхом поступового навантаження веденої частини гідромуфти від номінального крутного моменту Мн (при 30 кВт) до стопового режиму (швидкість веденого валу $n_2 = 0$, ковзання S=100%). Номінальна частота обертання ведучого валу n_1= 1495 об/хв. Експерименти проводилися при наповненні гідромуфти 5,3 дм^3 (85% повного об'єму). Робочі рідини готувалися з об'ємним вмістом концентрату у воді: 1,5; 3; 5 та 10 %.

За результатами випробувань (рисунок 1) було виявлено, що при менших концентраціях емульсолу (крива 1 та 2) виникає так званий «провал» у механічній характеристиці при ковзанні 10...40%. Це негативне явище, яке призводить до неефективного запуску привода – муфта не може розігнати робочий орган, довго працює на великих ковзаннях та надмірно перегрівається. Форма «провалу» та мінімальний крутний момент M_{min} явно залежать від концентрації емульсолу.

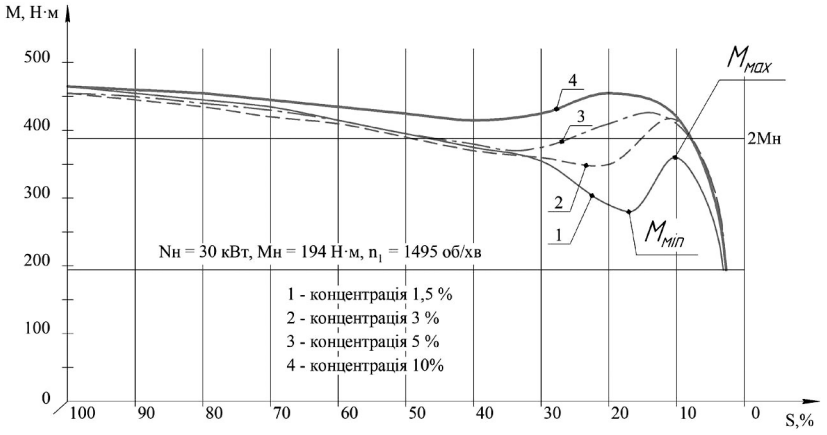


Рисунок 1 – Механічні характеристики гідромуфти при роботі на водних емульсіях різних концентрацій

Найбільш якісні механічні характеристики, з невеликими перепадами крутного моменту М при ковзанні S = 10...100 %, були

при високих концентраціях (крива 3 та 4). Проаналізувавши механічні характеристики можна казати, що при концентрації емульсії 10% робота гідромуфти буде найбільш ефективною за такими параметрами:

– максимальне використання тягових характеристик електродвигуна завдяки високому значенню крутного моменту ($M_{мах}$) на робочій частині механічної характеристики;

– рівномірний, без коливань розгін робочого органу конвеєра, в т.ч. з максимальним навантаженням матеріалом, що транспортується;

– найменший нагрів робочої рідини упродовж пуску через відсутність «провалу» в механічній характеристиці, що в підсумку підвищує надійність роботи гідромуфти та зменшує витрати електроенергії.

На основі отриманих даних побудували залежності механічних характеристик від концентрації емульсії. З рисунку 2 видно, що значення крутного моменту, особливо у перехідних режимах роботи гідромуфти, є функцією концентрації емульсій, тобто й в'язкості.

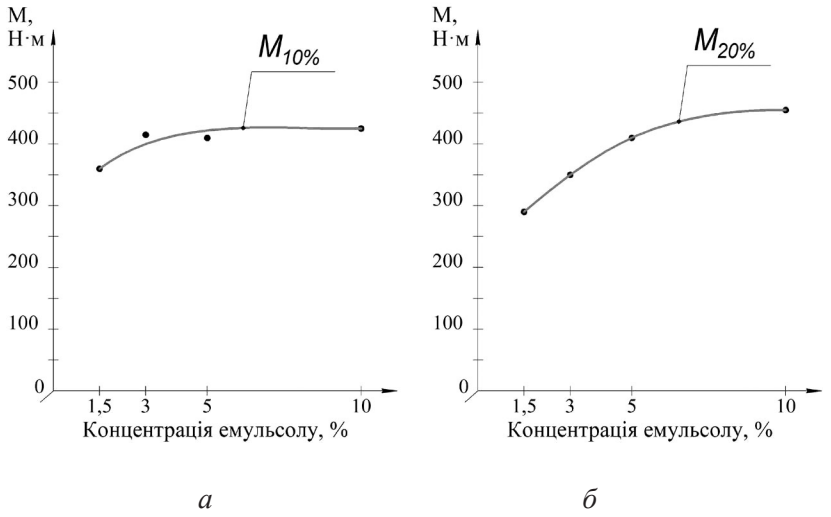


Рисунок 2 – Залежність крутного моменту, який передає гідромуфта від концентрації емульсолу: а – при ковзанні 10%; б – при ковзанні 20%.

Досить неочікуваним результатом стало те, що більший крутний момент досягається з емульсіями високої концентрації та в'язкості.

В класичних джерелах [2], [3] крутний момент розраховується за формулою:

$$M = \lambda \cdot \rho \cdot n^2 \cdot D^5, \quad (1)$$

де в'язкість умовно враховується в значенні коефіцієнта λ, при чому зворотно-пропорційно як внутрішні втрати при циркуляції робочої рідини. Тобто меншим значенням в'язкості мають відповідати більші значення крутного моменту завдяки меншим втратам на внутрішнє тертя. Але в процесі наших досліджень ми отримали протилежний результат.

Фізично можливо пояснити цей результат на прикладі ефекту Томса [4]. Він полягає в тому, що за допомогою полімерних речовин, які додаються у воду, зменшується тертя рідини зі стінками, а також гасяться турбулентні пульсації у потоці рідини. Подібний ефект може мати місце у гідродинамічних передачах.

Подальший напрямок досліджень варто спрямувати на визначення залежностей крутного моменту та ковзання в різних режимах роботи гідромуфти від параметрів в'язкості, як однієї з ключових характеристик рідин. Також має значення розробка методик розрахунків тягових характеристик гідромуфт при використанні емульсій з урахуванням в'язкості.

Список використаних джерел

1. ДСТУ EN ISO 12922:2022 Мастила, індустріальні оливи та супутні продукти (клас L). Сімейство H (гідравлічні системи). Специфікації для гідравлічних рідин у категоріях HFAE, HFAS, HFB, HFC, HFDR і HFDU (EN ISO 12922:2020, IDT; ISO 12922:2020, IDT)

2. Heinz Höller. Selection of operating fluids for hydrodynamic power transmitting equipment. – Voith Turbo. c.3.

3. Гавриленко Б.А., Мінін В.А., Рождєственський С.Н. Гідравлічний привод. – М.: «Машинобудування», 1968. с. 144–146.

4. Чернюк В.В. Гіпотези, фізична суть і математичні моделі ефекту Томса / В.В. Чернюк, А.П. Кононенко // Вісн. Нац. ун-ту "Львівська політехніка". Теплоенергетика. Інженерія довкілля. Автоматизація. – Львів: НУ ЛП. – 2013. – № 758. – С. 73–85.

УДК 621

Козлов Л.Г., д-р техн. наук, професор
ORCID 0000-0001-9652-1270
Піонткевич О.В., канд. техн. наук, доцент
ORCID 0000-0002-3460-8060
Вінницький національний
технічний університет,
Костенко Є.О.
ORCID 0009-0007-5669-6464
Мазурін В.В.
ORCID 0009-0006-7858-9275

ГІДРОПРИВОД АВТОМАТИЗОВАНОГО ПІДЗЕМНОГО МОДУЛЯ ДЛЯ ЗБИРАННЯ ТА ЗБЕРІГАННЯ ТВЕРДИХ ПОБУТОВИХ ВІДХОДІВ

Існуючі варіанти збирання та зберігання твердих побутових відходів (ТПВ) обмежуються наземними сміттєвими баками, які можуть створювати візуальний дискомфорт оточуючим та розповсюджувати неприємний запах [1, 2]. Особливо це характерно для багатоквартирних забудов, житлових комплексів, громадських зон та інше. В таких ситуаціях актуальним залишається питання пошуку універсального варіанту рекомендації, яка дозволила би вирішити питання закритого збирання та зберігання ТПВ [3, 4, 5].

Розроблено конструкцію (рисунок1) та гідропривод [6, 7] автоматизованого підземного модуля для збирання та зберігання ТПВ. Гідропривод повинен забезпечувати підйом платформи 1, на якій встановлюються чотири контейнери (позиції 2–5) для накопичення ТПВ.

Платформа 1 з встановленими контейнерами опускається в бункер 7 і перебуває там до їх заповнення. Після заповнення контейнерів автоматично надсилається сигнал для прибуття сміттєвоза. Платформа 1 піднімається в крайнє верхнє положення, фіксується і контейнери розвантажуються в бункер сміттєвоза [8, 9].

Спорожнені контейнери встановлюються на нижній плиті 6 і гідропривод забезпечує опускання платформи в крайнє нижнє положення в бункері 7.

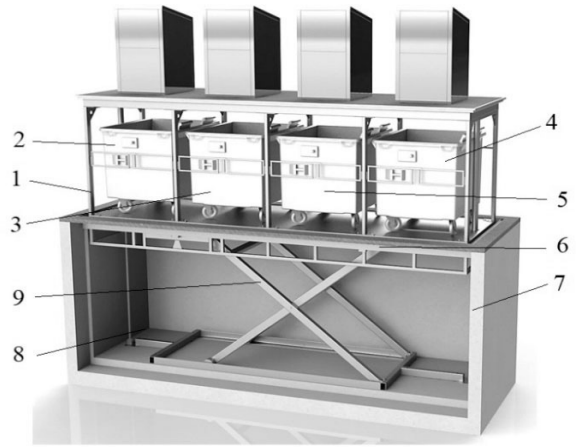


Рисунок 1 – Автоматизований підземний модуль

Гідропривод оснащений гідростанцією, двома гідроциліндрами та гальмівним клапаном. Гальмівний клапан забезпечує утримання платформи 1 у верхній позиції, а також безпечне та плавне її опускання. Він включає зворотний клапан, основний клапан та демпфер.

Два гідроциліндри, гідростанція та гальмівний клапан встановлюються на рухомій платформі 1. Штоки гідроциліндрів закріплюються шарнірно на кронштейні 8 бункера 7. Прийнято діаметри штоків d = = 32 мм та поршнів D = 63 мм.

Гідростанція включає гідронасос, гідробак, фільтр, гідророзподільник, зворотний клапан, запобіжний клапан та манометр. Підібрано електричний двигун для гідростанції 220 В з потужністю 3 кВт та числом обертів 1500 об/хв. Продуктивність гідронасоса прийнято 15 л/хв, а номінальний тиск – 10 МПа.

Перевірено міцність елементів гідропривода 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) [10, 11, 12]. Встановлено, що коефіцієнт запасу міцності для різних штоків гідроциліндрів вище 1,616 при критичному перевантаженні в 50 кН (рисунок 2).

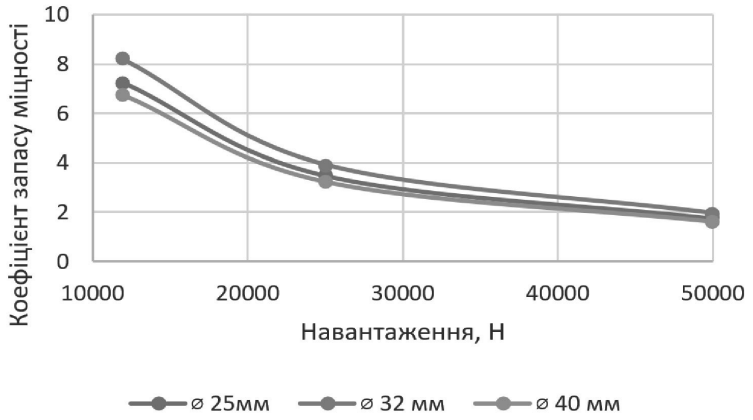


Рисунок 2 – Результат дослідження коефіцієнту запасу міцності для гідроциліндрів

Отже, запропоновано конструкцію автоматизованого підземного модуля для збирання та зберігання ТПВ. Розроблено та підібрано основні параметри гідропривода для автоматизованого керування роботою підземного модуля. Досліджено коефіцієнт запасу міцності елементів гідропривода за допомогою SOLIDWORKS/Simulation.

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.

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. Bereziuk O.V. Modeling of biogas composition during anaerobic decomposition of hard domestic wastes // Automation of technologies and productions. 2015. No. 4 (10). P. 44–47.

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.

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. Лозінський Д.О., Піонткевич О.В., Сиротін О.А. Інноваційні підходи до підвищення енергоефективності електрогідравлічних систем. Наукові праці Вінницького національного технічного університету. 2025. Вип. 2. С. 1–8.

7. Піонткевич О.В. Вплив параметрів системи керування гідроприводом мобільної робочої машини на динамічні характеристики. Вісник машинобудування та транспорту. Вінниця: ВНТУ, 2016. 2. С. 68–76.

8. Березюк О.В., Лемешев М. С. Динаміка поширеності переробки та утилізації твердих побутових відходів у Вінницькій області. Вісник Вінницького політехнічного інституту. Вінниця: ВНТУ, 2022. № 3 С. 6–10.

9. 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. P. 51–59.

10. 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.

11. Петров О.В., Піонткевич О.В., Буда А.Г., Коломієць В.С. Застосування CAD/CAE–системи Solidworks у задачах аналізу міцності деталей верстатних пристосувань. Вісник машинобудування та транспорту. 2024. Вип. 19. № 1. С. 95–102.

12. Піонткевич О.В., Березюк О.В., Лозінський Д.О., Кавецький О.І. Застосування CAD/CAE-системи Autodesk Inventor для удосконалення фрезерно-гравірувального верстата з ЧПК. Наукові праці Вінницького національного технічного університету. Вінниця: ВНТУ, 2025. Вип. 1. С. 1–9.

УДК 621.7: 681.5

Козлов Л. Г., д-р техн. наук, професор
ORCID 0000-0002-1077-1621
Ковальчук В. А., інженер
ORCID 0000-0001-9091-5447
Вінницький національний
технічний університет

МУЛЬТИ-ФУНКЦІОНАЛЬНА МЕХАТРОННА УСТАНОВКА ПОРТАЛЬНОГО ТИПУ З ПОДВІЙНИМИ НАПРЯМНИМИ

Сучасні виробничі системи вимагають поєднання гнучкості, високої швидкості зміни конфігурації та безкомпромісної якості продукції. Хоча традиційні шарнірні промислові роботи мають високу гнучкість маніпуляцій, їхнє застосування у процесах, що вимагають високої геометричної точності, обмежене через велику кількість джерел похибок, що виникають у складних кінематичних ланцюгах.

Роботи на основі систем лінійних переміщень (LMS), зокрема картезіанські та портальні системи, пропонують архітектурну модель, яка ефективно мінімізує кінематичні похибки. Їхній прямокутний або кубоподібний робочий об’єм [1] забезпечує передбачувану та розв’язану кінематику, що є значною перевагою перед складними обертовими рухами.

Ортогональні осі картезіанських маніпуляторів забезпечують розв’язану динаміку, що значно спрощує процеси моделювання та керування. Це є критично важливим для застосувань, що вимагають точного контролю сили. Картезіанська конфігурація демонструє притаманну їй структурну стійкість, що забезпечує додаткову безпеку, обмежуючи ненавмисні рухи, наприклад, у разі втрати живлення, Завдяки низькій інерції та стабільності, картезіанські системи використовуються для розробки роботизованих ультразвукових систем, здатних підтримувати постійну силу контакту зі шкірою пацієнта

LMS-роботи є незамінними для завдань, що вимагають мікрометрової точності, таких як мікрохірургія, тестування напівпровідникових пластин та високоточне вирівнювання оптичних пристроїв [2].

У сфері електроніки гнучкі роботи LMS забезпечують точне розміщення мікрокомпонентів на друкованих платах. Їхня здатність швидко адаптуватися до різних виробничих процесів та забезпечувати високу точність має вирішальне значення в умовах швидкої еволюції електронних виробів, підвищуючи якість продукції та продуктивність.

LMS-роботи мають високий потенціал для впровадження як адаптивні системи, здатні самостійно пристосовуватися до змін виробничого середовища без значного втручання людини [3]. Простота їхньої кінематики полегшує збір та інтерпретацію великих масивів даних для систем IoT та AI. Це сприяє впровадженню розумного виробництва, покращуючи якість та гнучкість. Крім того, активне використання віртуального прототипування допомагає оцінити та оптимізувати продуктивність гнучко сконфігурованих роботів ще на етапі проєктування



Рисунок 1 – Запропонована конструкція мульти-функціональної мехатронної установки портального типу

З метою модернізації лабораторної бази кафедри ТАМ, а також покращення практичних навичок студентів з програмування та налагодження роботи автоматизованих виробничих ліній, а також зважаючи на переваги в точності та здатності переміщувати великі вантажі вздовж осі Z, можливість виконувати переміщення вантажу на великі відстані, на кафедрі ТАМ було запропоновано розробити

наступну конструкцію мульти-функціональної мехатронної установки (рисунок 1)

Мехатронна установка складається з п’яти модулів лінійного переміщення, промислового логічного контролера та десятьох індуктивних датчиків кінцевого положення, що підвищують безпеку роботи та керованість.

Представлену конструкцію мульти-функціональної мехатронної установки портального типу можна використати в навчальному процесі, що підвищить точність переміщення робочого органу та покращить практичні навички студентів з програмування роботи ділянок автоматизованих ліній.

Список використаних джерел

1. Gieras J.F. Linear Electric Motors in Machining Processes. Journal of international Conference on Electrical Machines and Systems. 2013. Vol. 2, no. 4. P. 380–389. URL: https://doi.org/10.11142/jicems.2013.2.4.380 (date of access: 04.02.2023).

2. Sreedeep Krishnan. XYZ Gantry: A PLC-Based Automated Pick–and–Place Robot for Precision Handling. International Journal of Engineering Research & Technology (IJERT). ISSN: 2278–0181. Vol. 14 Issue 04, April, 2025

3. Шаталюк Р. Р. Виклики та перспективи впровадження адаптивних роботів у виробництво / Р. Р. Шаталюк // Автоматизація та Приладобудування = Automation and Development of ElectronicDevices (ADED’2024): збірник студентських наукових статей. – Харків: ХНУРЕ, 2024. – Вип. 1. – С. 187–191.

УДК 62–82

Козлов Л. Г., д-р техн. наук, професор
ORCID 0000-0002-1077-621
Бурєнніков Ю. А., канд. техн. наук, професор
ORCID 0000-0001-7341-6988
Вінницький національний
технічний університет, Україна
Petrica Vizureanu, Professor Eng,Ph.D. M.
ORCID 0000-0002-3593-9400
George Asachi
Technical University of Jasi

ПОКРАЩЕННЯ ДИНАМІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК АДАПТИВНОГО ГІДРОПРИВОДА МАЛОГАБАРИТНОЇ МОБІЛЬНОЇ БУРИЛЬНОЇ УСТАНОВКИ

Розвиток гідроприводів мобільних та технологічних машин йде по шляху широкого застосування пропорційної гідроапаратури та регульованих насосів. Стійкою тенденцією є перехід до гідроприводів чутливих до навантаження [1, 2]. Застосування в таких гідроприводах апаратури та насосів з електрогідравлічним керуванням дозволяє підвищити точність роботи машин з гідроприводом, знизити непродуктивні втрати потужності [3, 4]. Використання гідроагрегатів з електрогідравлічним керуванням дозволяє застосовувати в гідросистемах останнього покоління вільнопрограмовані контролери та забезпечувати напівавтоматичну та автоматичну роботу сучасних машин [5, 6, 7]. Наявність контролерів в адаптивних гідроприводах надає можливість реалізувати адаптивне керування машиною, що дозволяє суттєво покращити статичні, динамічні та енергетичні характеристики машин, пристосувати режими їх роботи до умов, що постійно змінюються в процесі експлуатації [8, 9].

На рисунку 1 представлено гідропривод малогабаритної мобільної бурильної установки. В адаптивному гідроприводі малогабаритної мобільної бурильної установки використовується регульований насос 1, гідромотор 2 основного руху інструмента, гідроциліндр 3 подачі інструмента, регульовані дроселі 4 а 5 з електромагнітним керуванням, контролер 6 клапан 7, гідророзподільники 8, 9 та клапани 10, 11, 12, 13.

Адаптивний регулятор 6 забезпечує узгоджену роботу гідромотора 2 та гідроциліндра 3. При зміні навантаження на гідромоторі M_1 адаптивний регулятор змінює величину подачі υ_2 інструменту за алгоритмом, який визначається програмою контролера.

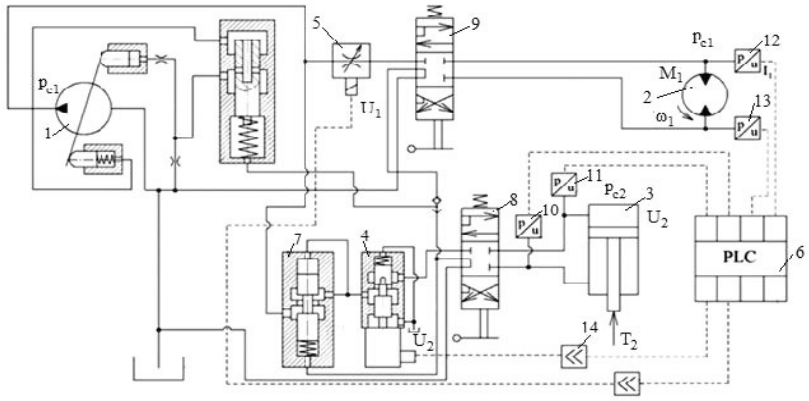


Рисунок 1 – Адаптивний гідропривод для малогабаритної бурильної установки

При збільшенні величини тиску p_{c1}, який визначається величиною моменту M_1 на гідромоторі, пропорційно зменшується швидкість υ_2 руху поршня гідроциліндра 3. При зменшенні величини тиску p_{c1} величина швидкості υ_2 збільшується. Цей процес забезпечується контролером 6, який реалізує перехресний зв'язок в гідроприводі. Проведено моделювання роботи адаптивного гідропривода з використанням моделі, представленої в [10]. При ступінчастій зміні величини моменту M_1 з 200 Н·м до 800 Н·м (рисунок 5) перехідний процес в гілці, яка живить гідроциліндр 3 проходить більш динамічно з великим перерегулюванням по величині тиску p_{c2}.

Зменшити негативний вплив перехресного зв'язку на динамічні характеристики адаптивного гідропривода можна за рахунок введення корегування сигналу перехресного зв'язку. Таке корегування забезпечується контролером, який змінює сигнал перехресного зв'язку за необхідним законом. Запропоновано сигнал перехресного зв'язку формувати у вигляді $U_2 = k_c(p_{c1} - k_p \frac{dp_{c1}}{dt})$. Тут позначено: k_c – коефіцієнт підсилення підсилювача 14, k_p – коефіцієнт корегувальної

складової сигналу перехресного зв'язку. В процесі моделювання роботи адаптивного гідропривода сигнал перехресного зв'язку U_2 подавався контролером на регульований дросель 6 із затримкою ΔT_1. Величина затримки впродовж дослідження змінювалась в діапазоні $\Delta T_1 = (0{,}005...0{,}06)$ с. Величина коефіцієнта k_p коректувальної складової сигналу перехресного зв'язку змінювалась в діапазоні $k_p' = (40…320)\cdot10^{-4}$ с.

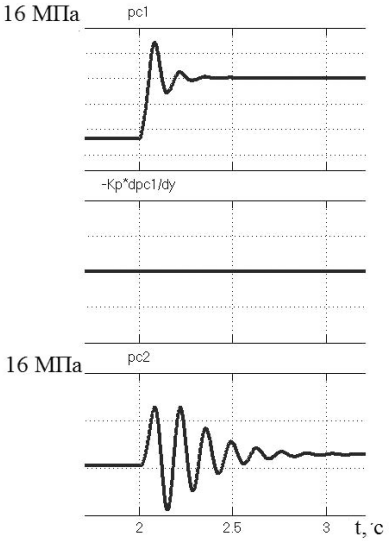


Рисунок 2 – Перехідний процес в адаптивному гідроприводі при відсутності корегування перехідного зв'язку

При зміні величини затримки ΔT_1 сигналу перехідного зв'язку більше 0,04 с та менше 0,02 с перерегулювання в адаптивному гідроприводі зростає (рисунок 3). При значеннях $\Delta T_1 = (0{,}025…0{,}04)$ с може бути забезпечено перерегулювання σ = 20 %. Для цього також необхідно вибрати величину k_p з діапазону $k_p = (200…280)\cdot10^{-4}$ с. Зміна величини коефіцієнта k_p менше $200\cdot10^{-4}$ с та більше значення $k_p = 280\cdot10^{-4}$ с веде до збільшення величини перерегулювання σ. Вибір раціональних значень k_p та T_1 забезпечує зменшення часу регулювання t_p та величини перерегулювання σ по тиску p_{c2} на вході в гідроциліндр 3.

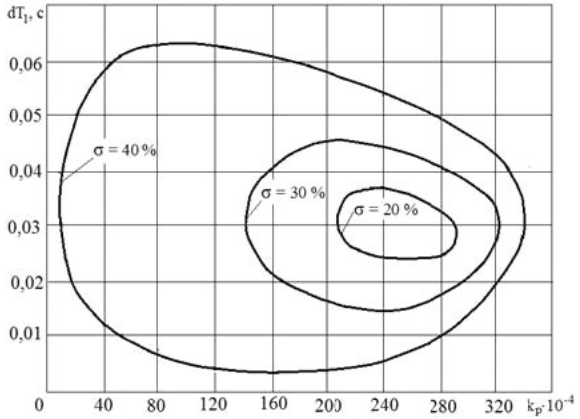


Рисунок 3 – Вплив часу затримки ΔT_1 та коефіцієнта корегувальної складової k_p на величину перерегулювання в адаптивному гідроприводі

На риснку 4 представлено перехідний процес в адаптивному гідроприводі, розрахований по математичній моделі при наявності коригування сигналу перехресного зв'язку.

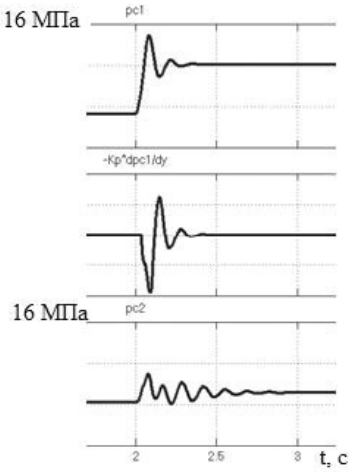


Рисунок 4 – Перехідний процес в адаптивному гідроприводі при корегуванні перехресного зв'язку

Застосування адаптивного регулятора в гідроприводі малогабаритної мобільної бурильної установки дозволяє забезпечити її роботу в напівавтоматичному режимі. При цьому режими роботи будуть змінюватись у відповідальності із видом ґрунту, в якому ведеться буріння. Застосування адаптивного гідропривода в установці такого типу забезпечує підвищення продуктивності роботи та знижує перерегулювання на 30–60 % в залежності від режимів роботи, що зменшує динамічне навантаження на елементи гідропривода.

Список використаних джерел

1, Du C. Variable Supply Pressure Electrohydraulic System for Efficient Multi-axis Motion Control : A thesis submitted for the degree of Doctor of Philosophy University of Bath Department of Mechanical Engineering / Can Du // University of Bath: November 2014 – 221p.

2. Finzel R. New Electro–Hydraulic Control Systems for Mobile Machinery / R. Finzel, S. Helduser // Fluid Power and Motion Control. 2008 – United Kingdom – P. 311 – 321.

3. Scherer M. Contribution on Control Strategies of Flow–On–Demand Hydraulic Circuits / M. Scherer, M. Geimer, B. Weis // The 13th Scandinavian International Conference on Fluid Power: June 3–5, 2013 – Sweden – P. 531 – 540.

4. Stamm von Baumgarten T. A novel system layout for extended functionality of mobile machines / T. Stamm von Baumgarten, B. Grösbrink, T. Lang, H–H. Harms // Fluid Power and Motion Control. 2008 – United Kingdom – P. 13 – 25.

5. Busquets E. Toward Supervisory–Level Control for the Energy Consumption and Performance Optimization of Displacement–Controlled Hydraulic Hybrid Machines / E. Busquets, M. Ivantysynova // Mobile Hydraulics Paper 10–2: Purdue University, Dresden 2016. – P. 163 – 174.

6. Kozlov L. Energy–saving mechatronic drive of the manipulator // Buletinul institutului politehnic Din Iasi.– Tomul LVII (LXI), Fasc. 3, 2011, – P. 231 – 239.

7. Козлов Л.Г. Мехатронна гідросистема мобільної машини / Л.Г. Козлов // Вісник Східноукраїнського університету імені Володимира Даля. – 2012. – № 6. – С. 22– 30.

8. Сидоренко В.С. Адаптивный гидропривод с объемным регулированием подачи инструмента технологической машины / В.С.Сидоренко, В.И. Грищенко, С.В. Ракуленко, М.С. Полешкин // Вестник Дон. гос. техн. ун-та. – 2017. – № 2. – С. 88–98.

9. Kozlov LG. Scientific foundations for designing the systems of manipulator hydraulic drives with an adaptive neural network–based controllers for mobile working machines. Thesis for the scientific degree of Doctor of Science (Engineering). National Technical University of Ukraine «Kyiv Polytechnic Institute», Kyiv, 2015.

10. Козлов Л.Г. Забезпечення стійкості механотронного гідропривода /Л.Г. Козлов, Ю.А. Бурєнніков, В.Г. Пилявець, М.П. Коріненко, О.В. Лижов//Вісник машинобудування та транспорту. Вінниця. – 2019. – №1(9).

УДК 621

Лозінський Д.О., канд. техн. наук, доцент
ORCID 0000-0002-1077-1621
Піонткевич О.В., канд. техн. наук, доцент
ORCID 0000-0002-3460-8060
Вінницький національний
технічний університет,
Сиротін О.А.
ORCID 0009-0002-4992-3845

ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІЧНИХ ПРОЦЕСІВ У ГІДРОПРИВОДІ МАШИН, ЯКІ ПРАЦЮЮТЬ З ПАСИВНИМ НАВАНТАЖЕННЯМ

Гідропривод є складовою частиною різноманітних мобільних машин, зокрема тих, робочі операції яких значну частину часу виконуються з пасивним навантаженням, наприклад операції опускання вантажу. Особливістю функціонування таких машин є необхідність поєднання плавності рухів, відносно точного маніпулювання вантажами та можливістю їх утримування в певному положенні протягом певного періоду часу [1–5].

Метою роботи є аналіз сучасних тенденцій розвитку гідроприводів вантажно-розвантажувальних мобільних машин та інших машин, які працюють з пасивними навантаженнями, дослідження динамічних

процесів в гідроприводі та визначення, конструктивних параметрів, які на них впливають.

На кафедрі технологій та автоматизації машинобудування Вінницького національного технічного університету на основі проведеного аналізу робіт авторів які працюють над даною тематикою запропоновано загальну концепцію для вищевказаних мобільних машин [6]. Схема привода зображена на рисунку 1, вона містить лінію нагнітання 1, розподільну частину 2, частину для забезпечення герметизації 3 та гідроциліндр 4. Для керування потоками використані пропорційні два розподільчі елементи 5, а для герметизації керовані зворотні клапани 6, які забезпечуватимуть герметичність порожнин робочих органів.

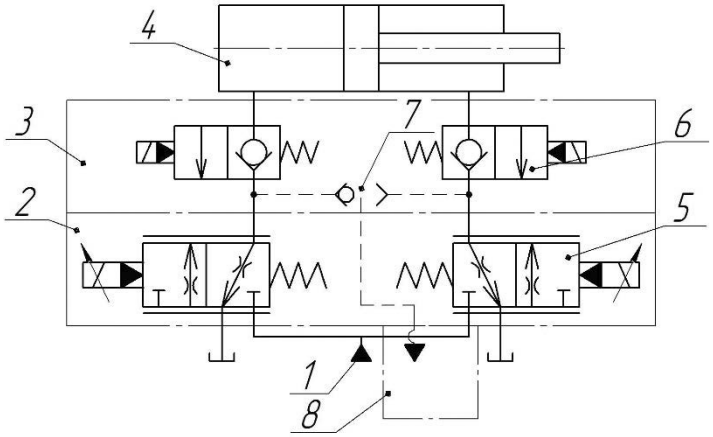


Рисунок 1 – Принципова схема гідропривода

Запропонована система відрізняється від конвенційної IMV–системи меншою кількістю елементів, проте забезпечує можливості незалежного керування потоками [7–8]. Запропонована схема базується на застосування уніфікованих компонентів, що суттєво покращить її ремонтопридатність та обслуговуваність.

Розроблено математичну модель, розв'язок рівнянь математичної моделі гідропривода виконано в пакеті програм MATLAB Simulink

[9]. На основі розв'язаної математичної моделі досліджено робочі процеси в системі в динамічних режимах роботи. В роботі проведені початкові дослідження впливу конструктивних параметрів, а саме попереднього стиснення пружин H_L керованих зворотних клапанів 6 та площ відкриття робочих вікон дроселів f_3 на динамічні характеристики. На рисунку 2 зображено приклад впливу площ відкриття робочих вікон дроселів f_3 на перехідний процес зміни тиску в порожнині гідроциліндра 4 *Pc*. (рисунок 2).

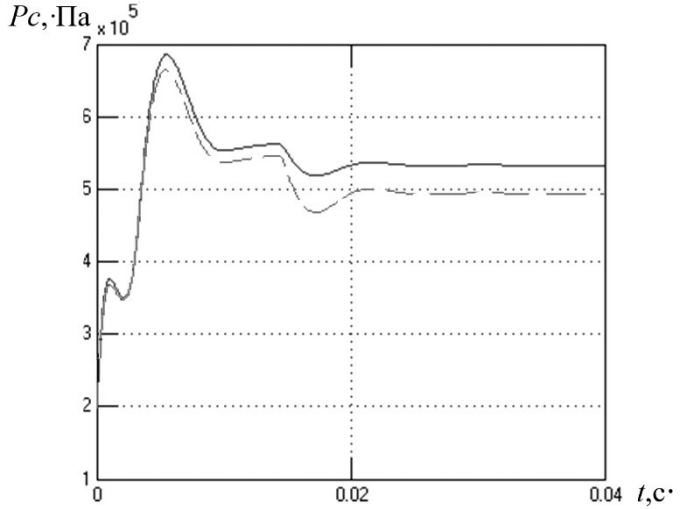


Рисунок 2 – Перехідний процес тиску Pc при величині площі відкриття дроселя f_3: —— 4 мм²; – – – 8 мм²

В процесі досліджень встановлено, що вплив величин конструктивних параметрів не є завжди однозначним, ступінь впливовості також може варіюватися в різних межах.

Результати дослідження показали, що покращення динамічних характеристик можна досягти за рахунок вибору значень з наступних діапазонів: H_L = 5..7·мм, f_3 ·= 1..2 10^{-6} м².

Список використаних джерел

1. Vukovic, M.; Leifeld, R.; Murrenhoff, H. Reducing Fuel Consumption in Hydraulic Excavators–A Comprehensive Analysis. Energies 2017, 10, 687.

2. M. Haga, W. Hiroshi, and K. Fujishima, "Digging control system for hydraulic excavator," Mechatronics, vol. 11, no. 6, pp. 665–676, Sep. 2001.

3. Лозінський Д.О. Гідропривод мобільної машини для вантажно-розвантажувальних робіт / Д.О. Лозінський, Н.Д. Бакалєйнік, О.І. Кавецький // Всеукраїнська науково-практична інтернет-конференція студентів, аспірантів та молодих науковців Молодь в науці: дослідження, проблеми, перспективи (МН–2023) м. Вінниці (вересень 2022 р.). Режим доступу: https://conferences.vntu.edu.ua/index.php/mn/mn2023/paper/download/16844/14035.

4. Поліщук Л.К. Динаміка вмонтованого гідропривода конвеєрів мобільних машин / Л.К. Поліщук. – Вінниця: ВНТУ, 2018. 240 с.

5. Піонткевич О.В. Вплив параметрів системи керування гідроприводом мобільної робочої машини на динамічні характеристики [Текст] / О. В. Піонткевич // Вісник машинобудування та транспорту. 2016. № 2(4). С. 68−76.

6. Пат. 41887 України, МПК8 F15B 11/00 Гідропривід з пропорційним електрогідравлічним управлінням / Л.Г. Козлов, Д.О. Лозінський; Заявник та патентовласник Вінницький нац. техн. університет.– №u200900907; заявл. 06.02.2009; опубл. 10.06.2009, Бюл. №11.

7. Пат. USOO5947140A, F15B 13/02. System and method for controlling an independent metering valve / James A. Aardema,Douglas W. Koehler ; Caterpillar Inc. – 01.06.1999 – 16 с.

8. Пат. US 20120152368A1, F15K 31/02. Independent metering valve with flow limiter/ John Ferraz, Aleksandar M. Egelja, Pengfei Ma, Matthew J. Beschorner; Caterpillar Inc. 21.07.2012. – 16 с.

9. Л.Г. Козлов, Д.О. Лозінський Використання інтегрованого комплексу пакетів MATLAB та КОМПАС для оптимізації електрогідравлічного розподільника // Інформаційні технології та комп'ютерна інженерія 2005. № 2. С. 95–100.

УДК 62–83:681.5

Назарова О.С., канд. техн. наук, доцент
ORCID 0000-0002-0784-7621
Осадчий В.В., канд. техн. наук, доцент
ORCID 0000-0002-2707-0805
Національний університет
«Запорізька політехніка»

ЛАБОРАТОРНИЙ СТЕНД ДЛЯ ВИВЧЕННЯ ЕЛЕКТРОПНЕВМАТИЧНИХ МЕХАТРОННИХ СИСТЕМ

Широке застосування у промисловості електропневматичних засобів автоматики обумовлене використанням стисненого повітря у якості енергоносія, а також можливості реалізації алгоритмів керування за допомогою релейно-контакторних схем або програмованих логічних контролерів (ПЛК).

Мета – розробка апаратних частин лабораторного стенду та їх імітаційних моделей, що дозволяють в лабораторних умовах та дистанційно відтворити певний технологічний процес та дослідити системи автоматичного керування ним.

Нова інженерна галузь мехатроніки привернула увагу багатьох професіоналів – інженерів, науковців та урядовців останніми роками на національному та глобальному рівнях. Основною причиною цього стало те, що чимало сучасних продуктів більше не є суто електричними чи механічними. Вони частіше інтегровані мультидисциплінарними продуктами, створеними з підсистем, які вимагають інженерних знань з різних дисциплін [1].

Важливою перевагою інженера-мехатроніка та ключем до успіху в мехатроніці є баланс між двома наборами навичок: навичками моделювання/аналізу та навичками експериментування/реалізації апаратного забезпечення [2]. Для підготовки таких фахівців широко розробляються міжнародні бакалаврські та магістерські програми з мехатроніки [3], різноманітні курси, які спрямовані на поглиблене вивчення та інтеграцію різних дисципліни, а також розвивають самостійне навчання, інноваційне мислення, комунікативні навички та

інші ключові компетенції. [4]. Для розвитку галузі у науці створюються професійні мережі або асоціацій.

Електропневматичний стенд являє собою плиту, на якій розташовані виконавчі пристрої фірми FESTO, а саме: три пневматичні циліндри, два електропневматичних бістабільних розподільника 5/2 та один моностабільний (рисунок 1). На рисунку 2 представлено фото лабораторного стенду: електропневматичний стенд і ПЛК стенд SIMATIC S7–1200, контролер якого використовується для розробки програми керування [5].

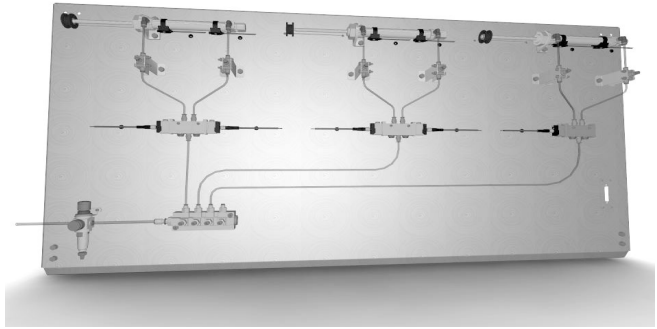


Рисунок 1 – Загальний вигляд 3D-моделі електропневматичного стенда

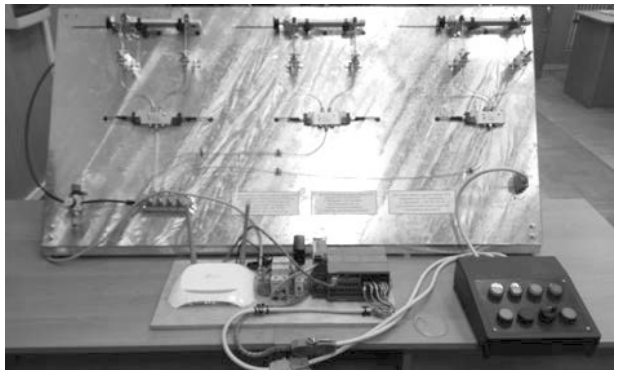


Рисунок 2 – Фото лабораторного стенду для вивчення електропневматичних мехатронних систем

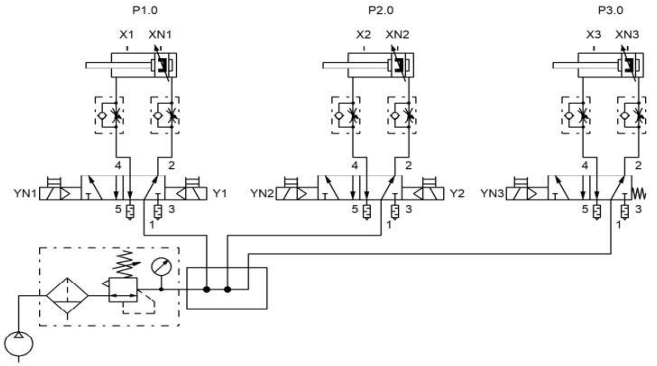


Рисунок 3 – Схема стенда пневматична принципова

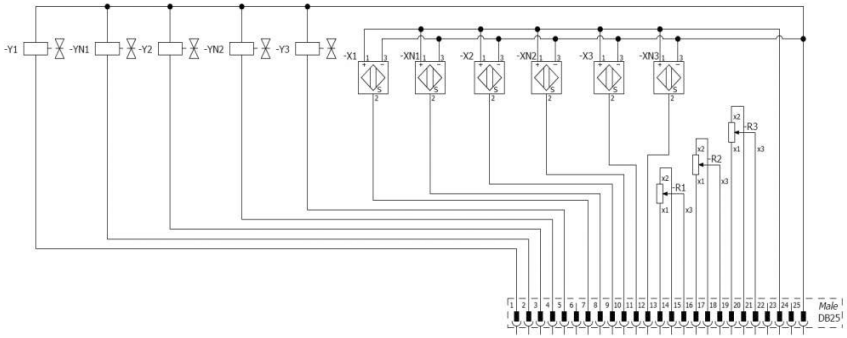


Рисунок 4 – Схема стенда електрична принципова

Подача стисненого повітря до стенда відбувається від компресора через станцію підготовки повітря, що забезпечує відповідне змащення виконавчих пристроїв та очищення повітря від пилу. Для регулювання швидкості висування штоків циліндрів, на кожному напрямку встановлені регулюючі дроселі. Стан штоку у крайніх положеннях контролюється за допомогою, встановлених на корпусі циліндрів, герконових датчиків. Замикання контакту останніх відбувається за рахунок магнітного поля кільця, встановленого у торцевій частині поршня пневмоциліндра (рисунок 3). Електричне з'єднання з іншими стендами відбувається через 25-піновий роз'єм (рисунок 4).

Сигнали поділені на умовно три секції: вихідні дискретні сигнали, вхідні дискретні сигнали та аналогові сигнали. Аналогові сигнали від резисторів дозволяють відстежувати положення штоків циліндрів на всьому інтервалі руху, що можуть бути використані при розробці та дослідженні електропневматичних позиційних систем керування.

Висновок. Використання цього стенду дає можливість студентам навчитись аналізувати та досліджувати об'єкт, створювати його імітаційну модель, налагоджувати програму та здійснювати віддалене керування. Отже, студенти отримують досвід для роботи на сучасних підприємствах, що відповідають критеріям Індустрії 4.0.

Список використаних джерел

1. G. Ostojic, V. Jovanovic, D. Kozak, Z. Ivandic and S. Stankovski, "Mechatronic education at faculty of technical sciences NOVI SAD," Tehnički vjesnik, vol. 22, no. 3, pp. 709–715, 2015, doi: 10.17559/TV–20140225111636.

2. K. Craig, "Mechatronics in university and professional education: is there anything really new here?" [Online]. Available: http://engineering.nyu.edu/mechatronics/Control_Lab/Criag/Craig_RPI/RAM_Article.pdf

3. N. Zlatov and T. Sattar, "The development of a lifelong learning framework for mechatronics engineering," in 15th International Workshop on Research and Education in Mechatronics (REM), 2014, pp. 1–7, doi: 10.1109/REM.2014.6920244.

4. T. Nieh and J. Chou, "A project-based learning design for teaching and learning of mechatronics engineering: The riderless bicycle as an application," in 2018 IEEE Global Engineering Education Conference (EDUCON), 2018, pp. 251–256, doi: 10.1109/EDUCON.2018.8363236.

5. O. Nazarova, V. Osadchyy, S. Shulzhenko and M. Olieinikov, Software and Hardware Complex for The Study of Electropneumatic Mechatronic Systems, in 2022 IEEE 4th International Conference on Modern Electrical and Energy Systems (MEES), Kremenchuk, Ukraine, 2022, pp. 1–6, doi: 10.1109/MEES58014.2022.10005698.

УДК 621.225.001.4

Панченко А.І., д-р техн. наук
ORCID 0000-0002-1230-1463
Волошина А.А., д-р техн. наук
ORCID 0000-0003-4052-2674
Панченко І.А.
ORCID 0000-0003-2150-4278
Холод І.М.
Таврійський державний
агротехнологічний університет
імені Дмитра Моторного
Волошин А.А.
ORCID 0009-0004-3850-7613

ОПТИМІЗАЦІЯ ПАРАМЕТРІВ МЕХАТРОННОЇ СИСТЕМИ З ГІДРАВЛІЧНИМ ПРИВОДОМ АКТИВНИХ РОБОЧИХ ОРГАНІВ САМОХІДНОЇ ТЕХНІКИ

Сучасні тенденції до розширення області застосування мехатронних систем з гідравлічним приводом активних робочих органів та ходових систем самохідної техніки вимагають розробки нових підходів у вирішенні проблеми поліпшення вихідних характеристик гідроприводів з гидромашинами обертальної дії.

Відомо з джерел [1–4], що для привода активних робочих органів та ходових систем самохідної техніки, найбільше застосування отримали планетарні (орбітальні) гідромотори. Необхідно відзначити, що в попередніх дослідженнях недостатньо уваги приділено питанням розрахунку і проєктування елементів мехатронних систем [5, 6] з заданими вихідними характеристиками, запропоновані математичні моделі не охоплювали всі вузли гідромотора і їх взаємозв'язок, а ряд припущень для спрощення обчислень знижував точність отриманих показників. Тому, проєктування мехатронної системи з заданими вихідними характеристиками є одним з основних етапів у загальному ланцюжку питань, що виникають при проєктуванні самохідної техніки та її елементів.

Аналіз наведених залежностей зміни тиску (рисунок 1) та кутової швидкості (рисунок 2) при розгоні мехатронної системи показує, що при оптимізації параметрів запобіжного клапана процес

зміни тиску $p(t)$ в мехатронної системі (рисунок 1а – крива 2) практично не відрізняється від заданого $p_T(t)$ (рисунок 1а – крива 1).

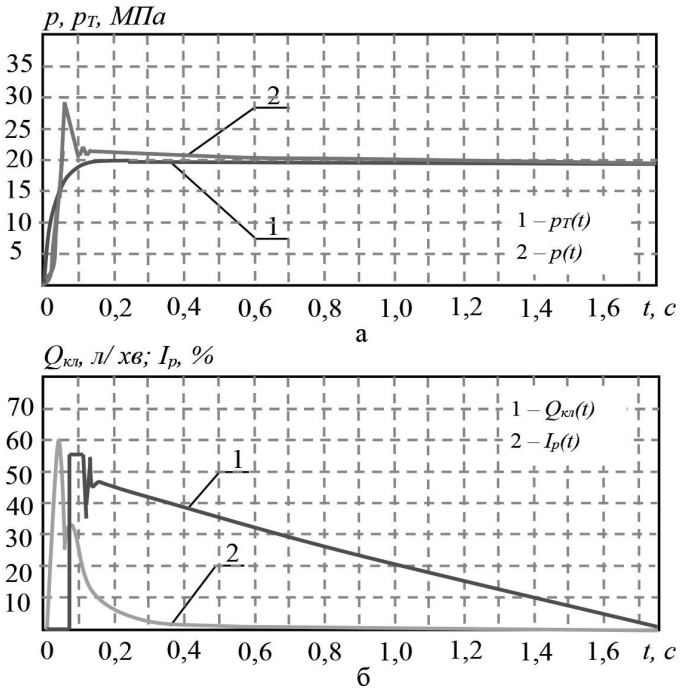


Рисунок 1 – Характеристика процесу розгону гідропривода мехатронної системи після оптимізації параметрів запобіжного клапана: а – зміна тиску; б – зміна критерію оптимізації по тиску при C_x = 185 Н/см, x_z = 0,43 см, x_0 = 0,1 см

При цьому закид тиску менше заданого на 6%, а значення тиску в процесі розгону не перевищують задані. Незначні розбіжності реальної $p(t)$ і заданої $p_{theor}(t)$ кривих тиску представлені залежністю $I_{p(t)}$ (рисунок 1 б – крива 2). При цьому значення критерію оптимізації по тиску становить I_p = 0,17%.

Необхідно відзначити, що зміна кутової швидкості $\omega(t)$ в процесі розгону (рисунок 2, а – крива 2) вже не надто різниться від заданої $\omega_T(t)$ (рисунок 2, а – крива 1).

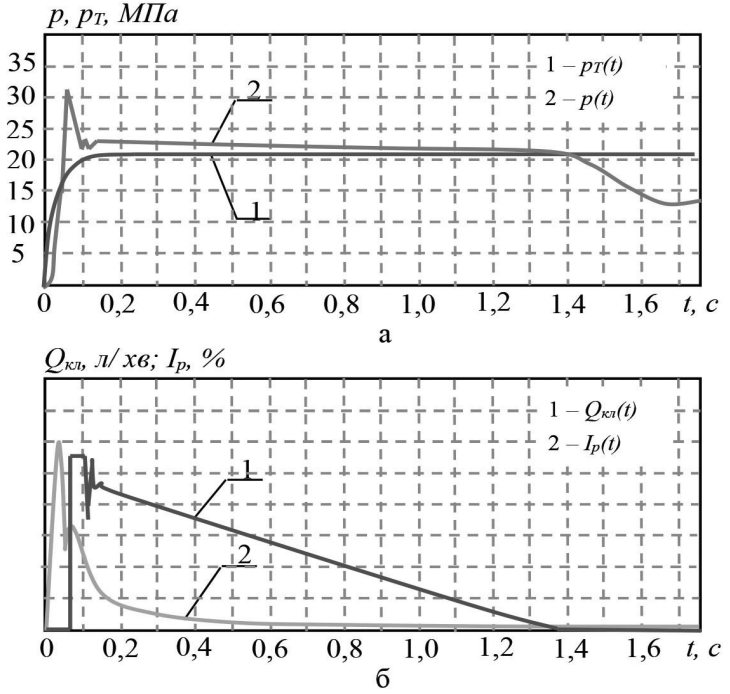


Рисунок 2 – Характеристика процесу розгону гідропривода мехатронної системи після оптимізації параметрів запобіжного клапана: а – зміна кутової швидкості; б – зміна критерію оптимізації по кутовій швидкості при C_x = 195 Н/см, x_z = 0,45 см, x_0 = 0,09 см

Зазначені розбіжності $\omega(t)$ і $\omega_T(t)$ представлені залежністю динаміки зміни $I_{\omega(t)}$ (рисунок 2б – крива 2). При цьому значення критерію оптимізації по кутовий швидкості становить I_ω = 0,67%. Тривалість процесу розгону (рисунок 1б і рисунок 2б – криві 1) тепер різна та становить для тиску $T_{t.p}$ = 1,75 с і для кутової швидкості $T_{t.\omega}$ = 1,39 *с*, відповідно.

В результаті проведених досліджень встановлено, що оптимальні настройки запобіжного клапана забезпечують відхилення значень p(t) від $p_T(t)$ при розгоні гідропривода I_p = 0,17% та $\omega(t)$ від $\omega_T(t)$ складають I_ω = 0,67%.З метою встановлення найкращого оптимуму проведений

ще один віртуальний експеримент по визначенню зміни вихідних параметрів мехатронної системи з гідравлічним приводом (рисунок 3, рисунок 4).

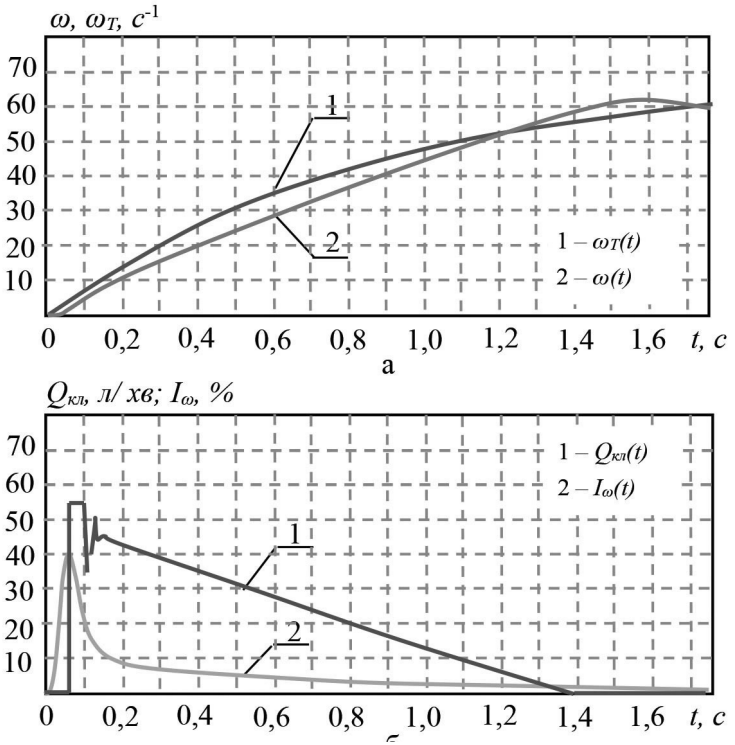


Рисунок 3 – Характеристика процесу розгону гідропривода мехатронної системи: а – зміна тиску; б – зміна критерію оптимізації по тиску при значеннях параметрів запобіжного клапана C_x = 195 Н/см, x_z = 0,45 см, x_0 = 0,09 см

Аналіз наведених залежностей свідчить (рисунок 3а), що при оптимізації параметрів запобіжного клапана процес зміни $p(t)$ (рисунок 3а – крива 2) частково відрізняється від заданого $p_T(t)$ (рисунок 3, а – крива 1). При цьому відхилення тиску в процесі розгону незначне до 7%. Незначні розбіжності реальної $p(t)$ і заданої $p_T(t)$ кривих тиску представлені залежністю динаміки зміни $I_p(t)$ (рисунок 3 б – крива 2). При цьому значення критерію оптимізації по тиску становить I_p = 1,45%.

Необхідно відзначити (рисунок 4), що зміна кутової швидкості $\omega(t)$ в процесі розгону (крива 1) значно відрізняється від заданої $\omega_{theor}(t)$ (рисунок 4а – крива 2). Зазначені розбіжності реальної $\omega(t)$ і заданої $\omega_{theor}(t)$ кривих зміни кутової швидкості представлені залежністю $I_{\omega(t)}$ (рисунок 4б – крива 2). При цьому значення критерію оптимізації становить I_ω = 3,11%.

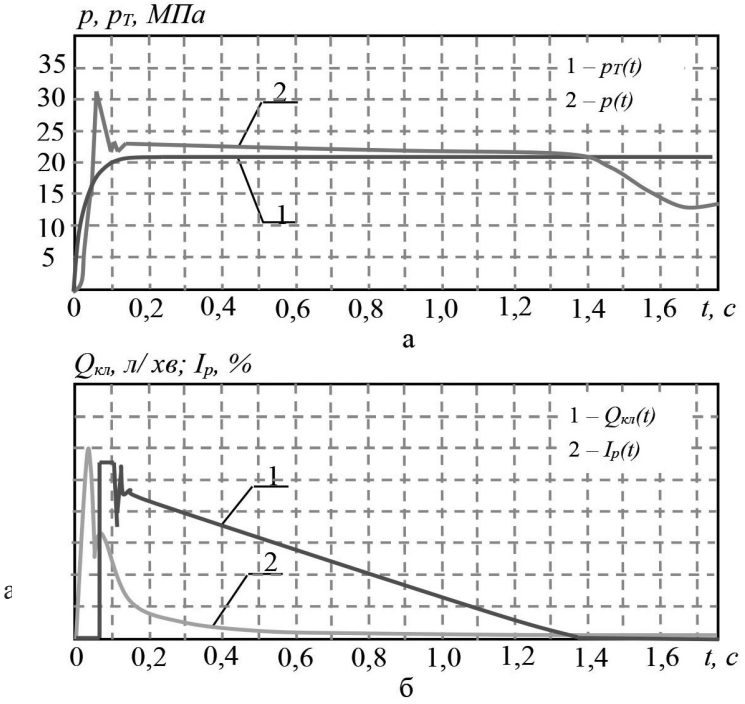


Рисунок. 4 – Характеристика процесу розгону гідроприводу мехатронної системи: а – зміна кутової швидкості; б – зміна критерію оптимізації по кутовій швидкості при C_x = 185 Н/см, x_z = 0,43 см, x_0 = 0,1 см

Тривалість процесу розгону (рисунки 3б та 4б – криві 1) також різна і становить для тиску $T_{t.p}$ = 1,39 *с*, для кутової швидкості $T_{t.\omega}$ = 1,75 *с*, відповідно. В результаті проведених досліджень, можна стверджувати, що оптимальними настройками запобіжного клапана є наступні:

$$C_x = 185\ Н/см,\quad x_z = 0{,}43\ см,\ x_0 = 0{,}1\ см.$$

Вони забезпечують відхилення зміни тиску $p(t)$ в мехатронній системі з гідравлічним приводом активних робочих органів самохідної техніки від заданих ptheor (t) з похибкою I_p = 0,17%. Відхилення значень кутової швидкості $\omega(t)$ від заданих $\omega T(t)$ відбуваються з похибкою I_ω = 0,67% забезпечені настройками запобіжного клапана:

$$C_x = 195\ Н/см,\ x_z = 0{,}45\ см, x_0 = 0{,}09\ см.$$

Список використаних джерел

1. Gamez-Montero P., Codina E. and Castilla R. A Review of Gerotor Technology in Hydraulic Machines. Energies. 2019. 12 (12). 2423. https://doi.org/10.3390/en12122423

2. Панченко А.І., Волошина А.А., Панченко І.А., Засядько А.І. Прогнозування зміни вихідних характеристик при проєктуванні планетарного гідроматора. Праці ТДАТУ. Мелітополь: ТДАТУ. 2020. Вип. 20. Т. 4. С. 91–105. https://doi.org/10.31388/2078–0877–2020–20–4–91–105

3. 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. Мелітополь: ТДАТУ, 2021. Вип. 21. Т. 4. С. 61–77. https://doi.org/10.31388/2078–0877–2021–21–2–61–77

4. Панченко А. И., Волошина А. А., Панченко И. А. Обґрунтування кінематичних схем розподільних систем гідромашин планетарного типу. Праці ТДАТУ. Мелітополь: ТДАТУ, 2018. Вип. 18. Т. 2. С. 30–49. https://doi.org/10.31388/2078-0877-18-2–29-48.

5. Панченко А.І., Волошина А.А., Панченко І.А., Волошин А.А. Дослідження динамічних характеристик мехатронних систем з гідравлічним приводом. Праці ТДАТУ. Мелітополь: ТДАТУ, 2020. Вип. 20. Т. 4. С. 58–72. https://doi.org/10.31388/2078-0877-2020-20-4–58–72

УДК 621.22

Репінський С.В., канд. техн. наук, доцент
ORCID ID: 0000-0001-5700-836X
Дерібо О.В., канд. техн. наук, професор,
Брижак О.А.
Долінський Я.Б.
Вінницький національний технічний університет

МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ТА ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ГІДРОПРИВОДА ТЕРМОПЛАСТАВТОМАТА

Термопластавтомати (ТПА) є ключовим видом обладнання в переробці полімерних матеріалів, забезпечуючи масове виробництво виробів складної форми з високою точністю геометричних параметрів. Більшість промислових ТПА в Україні та світі досі використовують гідроприводи на основі насосів постійної продуктивності, що супроводжується значними енергетичними втратами через скидання в бак надлишкової подачі масла. Сучасні тенденції розвитку машинобудування орієнтовані на підвищення енергоефективності, керованості та швидкодії гідроприводів. Перспективним рішенням є застосування насосів змінної продуктивності з автоматичним регулюванням робочого об'єму [1–8]. Однак такі системи мають складну динаміку, можливу схильність до автоколивань та вимагають науково обґрунтованого вибору конструктивних параметрів. Це зумовлює актуальність розробки математичних моделей гідропривода ТПА з метою аналізу його динамічних характеристик та оптимізації роботи регуляторів.

Мета роботи – розроблення математичної моделі гідропривода переміщення рухомої плити термопластавтомата на основі насоса змінної продуктивності, дослідити вплив конструктивних параметрів регулятора подачі на динамічні характеристики системи та сформувати рекомендації щодо забезпечення її стійкості та необхідної швидкодії.

У роботі проаналізовано особливості технологічних процесів ТПА та наведено розрахункову схему гідропривода (рисунок 1), що включає аксіально-поршневий насос змінного робочого об'єму 1, регулятор подачі 7, запобіжний клапан 10, систему керування та виконавчі гідродвигуни 16, 18.

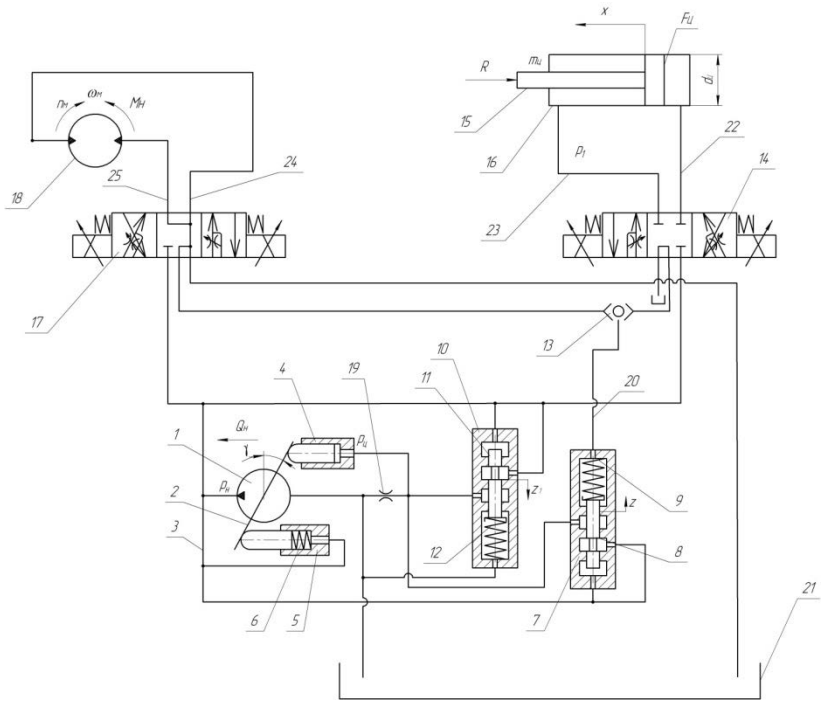


Рисунок 1 – Розрахункова схема гідропривода ТПА

Згідно з розрахунковою схемою з урахуванням прийнятих припущень математична модель пропорційного гідропривода гідроциліндра впорскування ТПА включає рівняння сил і моментів, які діють на регулюючі та виконавчі елементи системи та рівняння нерозривності потоку для відповідних ліній, а також враховує емпіричну залежність моменту опору планшайби насоса від тиску та подачі насоса [9].

Моделювання системи виконано у середовищі MATLAB Simulink. Отримано перехідні процеси змін тиску, переміщення виконавчих органів, кутового положення планшайби, а також переміщень золотників регулятора та запобіжного клапана.

Результати моделювання дозволили визначити такі показники якості перехідного процесу, як час регулювання та величина

перерегулювання, а також дослідити вплив конструктивних параметрів регулятора подачі на стійкість системи.

Встановлено, що найпомітніший вплив на стійкість має величина площі f_0 робочого отвору дроселя системи керування насоса. Коли величина f_0 зменшується до $0{,}5 \cdot 10^{-6}$ м^2 зона стійкої роботи суттєво зростає. Розширити зону стійкої роботи можна також за рахунок зменшення діаметра золотника регулятора подачі d_p у діапазоні від 6 до $7 \cdot 10^{-3}$ м і збільшенні коефіцієнта площі відкриття робочого вікна регулятора подачі k_Z до його максимального значення з діапазону $4{,}0 \cdot 10^{-3}$ м.

Висновок. Розроблено математичну модель гідропривода переміщення рухомої плити ТПА на базі насоса змінної продуктивності та реалізовано її чисельний розв'язок у MATLAB Simulink.

Визначено вплив конструктивних параметрів регулятора подачі на динамічні характеристики системи, визначено області стійкої роботи гідропривода.

Рекомендовано раціональні параметри гідропривода для забезпечення вимог до часу регулювання та мінімізації перерегулювання: діаметр золотника d_p = 6–7 мм; коефіцієнт площі відкриття робочого вікна k_Z= 3,5–4,0 мм; площа дроселя системи керування f_0 = 0,7–0,8 мм^2.

Список використаних джерел

1. Козлов Л.Г., Ковальчук В.А., Гесаль М.В. Розробка мультирежимного регулятора тиску та потоку інжекційного вузла термопластавтомата. Промислова гідравліка і пневматика. 2012. №4(38). С. 61–65.

2. Бурєнніков Ю.А., Ковальчук В.А., Козлов Л.Г. та ін. Стабілізація витрати робочої рідини в гідроприводі ливарного механізму термопластавтомата. Вісник Житомирського державного технологічного університету. Серія : «Технічні науки». 2015. № 2(73). С. 6–11.

3. Репінський С.В., Козлов Л.Г., Бурєнніков Ю.А. Керування регульованих насосів в гідроприводах, чутливих до навантаження : монографія. Вінниця : ВНТУ, 2016. 199 с.

4. Бурєнніков Ю. А., Козлов Л. Г., Репінський С. В. Система керування аксіально–поршневого регульованого насоса з профільованим вікном

золотника комбінованого регулятора подачі. Вісник Національного технічного університету України «Київський політехнічний інститут». Серія «Машинобудування». 2012. № 64. С. 113–118.

5. Бурєнніков Ю.А., Козлов Л.Г., Репінський С.В., Поліщук О.В. Аналіз переваг та недоліків існуючих регуляторів подачі та потужності в системі керування аксіально-поршневого регульованого насоса. Вісник Вінницького політехнічного інституту. 2012. № 5. С. 107–113.

6. Бурєнніков Ю.А., Козлов Л.Г., Репінський С.В. Огляд електрогідравлічних систем керування насосами змінної продуктивності. Вісник Хмельницького національного університету. Серія «Технічні науки». 2016. № 2(235). С. 202–206.

7. Козлов Л. Г., Репінський С.В., Паславська О.В., Піонткевич О.В. Характеристики мехатронного привода під час просторового руху маніпулятора [Електронний ресурс]. Наукові праці Вінницького національного технічного університету. 2017. № 2. Режим доступу: https://praci.vntu.edu.ua/index.php/praci/article/view/507.

8.Репінський СВ., Козлов ЛГ., Паславська ОВ., Мош норіз М.М., Бартецький А.А. Математична модель мехатронного гідропривода маніпулятора з частотним керуванням асинхронного електродвигуна. Вісник машинобудування та транспорту. 2019. № 1(9). С. 107–114.

9. Репінський С.В. Визначення моменту опору планшайби аксіально-поршневого насоса засобами математичного планування експерименту. Вісник Хмельницького національного університету. Серія «Технічні науки». 2009. № 5. С. 46–51.

УДК 621.05

Роговий А.С., д-р техн. наук, професор
ORCID 0000-0002-6057-4845
Стрижак М.Г., доцент
ORCID 0000-0003-3335-4086
Національний технічний університет
«Харківський політехнічний інститут»

ШЛЯХИ ПІДВИЩЕННЯ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ ПНЕВМОПРИВОДА

Пневматичні приводи відіграють ключову роль у сучасних системах автоматизації виробничих процесів, забезпечуючи високу швидкодію, гарну керованість, простоту обслуговування та надійність роботи в умовах забрудненого середовища. Разом із тим, їхнім основним недоліком залишається низький загальний ККД (близько 30%), що зумовлено значними енергетичними втратами під час стискання, транспортування, регулювання та відведення повітря [1]. За даними промислових аудиторських звітів, на забезпечення роботи систем стисненого повітря у виробництві витрачається до 10% загального енергоспоживання, а потенціал енергозбереження є значним і в окремих випадках сягає 80% спожитого повітря, що свідчить про актуальність обраного напрямку досліджень [1, 2].

Одним із найбільш перспективних напрямів енергозбереження є використання змінних комутаційних режимів з рекуперацією відпрацьованого повітря до мережі [2]. Дослідження показують, що локальне обмеження робочого тиску, двоступеневе живлення та адаптивні схеми керування дозволяють зменшити витрати енергії до 40–80%, в залежності від режиму роботи.

У роботі розглянуто пневмопривод зі змінними комутаційними ситуаціями [3, 4, 5], побудований на основі поєднання двох розподільників та редукційного і зворотного клапанів (рисунок 1). Така структура забезпечує не лише можливість керування фазами руху, але й повернення частини стисненого повітря в мережу, що дозволяє зменшити загальне енергоспоживання.

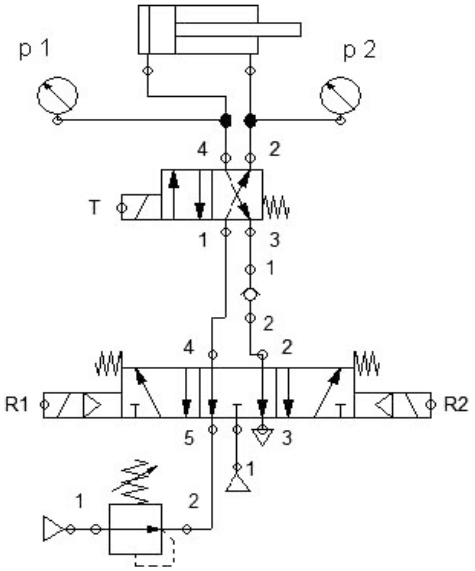


Рисунок 1 – Схема пневмосистеми з можливістю реалізації режиму рекуперації енергії

Метою роботи є підвищення енергоефективності пневмопривода шляхом збільшення тривалості режиму рекуперації та вибору оптимального діаметра виконавчого механізма.

Для досягнення поставленої мети були визначені наступні завдання:

– розробити математичну модель робочого процесу;
– визначити недоліки базового режиму роботи привода;
– сформулювати оптимізаційну задачу і знайти її розв'язання за допомогою метаевристичного алгоритму;
– створити та верифікувати CFD-модель пневмопривода у ANSYS;
– оцінити енергетичні показники системи за отриманими перехідними процесами.

В результаті вирішення поставлених завдань була отримана математична модель, що описує стиснене повітря у камерах циліндра як тіло змінної маси, використовуючи припущення про ізотермічність процесів та ідеальність газу. Перехід між докритичним і надкритичним режимами враховано за допомогою введення витратної функції,

що дає можливість точно описати роботу дроселюючих елементів. Отримано алгоритм зміни фаз руху, за яким методом Рунге-Кутта розраховано перехідні процеси за тисками у робочій та вихлопній камерах, швидкістю та переміщенням поршня.

Аналіз перехідних характеристик базового режиму показав, що тривалість процесу рекуперації становить лише 6,5% робочого напівциклу; тиск у робочій камері вирівнюється з тиском редукційного клапана значно раніше, ніж завершується гальмування, що свідчить про неповне використання потенційної енергії повітря; присутня неточність позиціювання.

З метою усунення зазначених недоліків задачу оптимізації сформульовано як мінімізацію спеціальної цільової функції, що поєднує критерій максимізації тривалості процесу рекуперації та термінальні умови досягнення кінцевої точки ходу. Для пошуку глобального мінімуму використано багатоагентний алгоритм VCT-PSO. Оптимальні координати гальмування дозволили збільшити тривалість рекуперації у 2,8 рази – до 18,1% тривалості циклу – без зміни загального часу спрацювання. При цьому кінцева швидкість поршня стала наближено нульовою, а задана фінальна позиція досягнута з високою точністю.

Побудовано CFD-модель пневмоциліндра у ANSYS Fluent, на основі якої отримано перехідні характеристики за тисками і температурою у камерах циліндра із врахуванням тепло масообміну та стисливості робочого середовища, які добре узгоджуються з експериментом. Дані, визначені на основі CFD-аналізу, дозволили точно розрахувати температуру, тиск та масову витрату повітря у камерах циліндра, що забезпечило точний розрахунок енергетичного балансу привода.

За отриманими з CFD-моделі перехідними процесами визначено спожиту та рекуперовану енергію, корисну роботу, зміну внутрішньої енергії повітря та ексергійні втрати. Під час оптимізованого циклу частка рекуперованої енергії зросла суттєво, а загальний ККД робочого циклу досяг 67%, що більш ніж удвічі перевищує типовий рівень для промислових пневмоприводів. Отриманий результат підтверджує переваги CFD-аналізу пневмосистем на етапі проєктування.

Висновки. Запропоновано комплексну методику оптимізації пневмопривода, що поєднує одномірне моделювання та CFD-аналіз, що дозволило точно описати нестаціонарні термодинамічні процеси у камерах циліндра.

Оптимізація координат гальмування збільшила тривалість рекуперації у 2,8 рази, забезпечила плавне гальмування та досягнення кінцевої точки ходу поршня.

CFD-модель дала змогу визначити реальний тиск у камерах циліндра та масові витрати робочого середовища, значення яких неможливо отримати з одномірних моделей. Це, в свою чергу, дозволило точніше розрахувати кількість рекуперованого в мережу повітря та ККД пневмопривода.

Підвищення частки рекуперації енергії у загальному балансі енергоспоживання забезпечило збільшення ККД циклу до 67%, що підтверджує високу енергоефективність запропонованої стратегії керування та конструкції привода.

Список використаних джерел

1. Radgen, P.,& Blaustein, E., «Compressed Air Systems in the European Union: Energy, Emissions, Savings Potential and Policy Actions», Stuttgart: Fraunhofer Institute for Systems Technology and Innovation», 2001.

2. Festo AG & Co. KG, «Energy Efficiency in Production in the Drive and Handling Technology Field (EnEffAH)», Final Report No. 0327484A–E, 2012.

3. Krytikov G., Stryzhak M., Stryzhak V., «The synthesis of structure and parameters of energy efficient pneumatic actuator», Eastern–European Journal of Enterprise Technologies, Vol. 1/7(85), p. 38–47, 2017.

4. 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, Vol. 2–66, p. 190–204, 2025.

5. Strizhak, M., Rogovyi, A., Iglin, S., «Optimization of Braking Phase Coordinates for Energy-Efficient Operation of Pneumatic Systems», Problems of the Regional Energetics, Vol. 3–67, p. 125–140, 2025.

УДК 621.22

Савуляк В.І., д-р техн. наук, професор
ORCID: 0000-0002-278-5155
Шевченко В.В.
ORCID: 0009-0009-7534-4928
Вінницький національний
технічний університет

РОЗРАХУНКОВА СХЕМА ГІДРОПРИВОДА ЗАНУРЕННЯ ШПАЛЕРНИХ СТОВПЧИКІВ

Серед численних способів встановлення стовпчиків у садах, для огороджень тощо привертає увагу їх заглиблення з використанням води або суспензій. У будівництві, наприклад, найбільшого поширення знайшов метод встановлення паль шляхом їх забивання спеціальними машинами-копрами. Для застосування цієї технології потрібні ударомічні палі та значні затрати допоміжного часу на підготовку та завершення операції. У методі, що розглядається, використовується гідрофікована установка, яка встановлює стовпи за два переходи.

На першому, за допомогою гідроциліндра ГЦ та робочого органа РО, у ґрунті утворюють отвір потрібних розмірів та конфігурації, а потім у нього встановлюють стовпчик. Для прискорення процесу в робочий орган під тиском подається вода через систему спеціальних насадок. Вода вимиває зруйнований ґрунт та змащує стінки отвору утвореною суспензією, що суттєво зменшує тертя між робочим органом та ґрунтом. Крім того, в схему гідропривода введено спеціальний генератор тиску ГТ, який періодично зменшує тиск у поршневій порожнині гідроциліндра, який конструктивно прив'язаний до рами трактора чи машини. При цьому піднімається шток, що дає можливість воді проникнути в зазори між робочим органом та ґрунтом та зменшити тертя, а також дозволяє вимити ґрунт з дна заглиблення. Після досягнення потрібної глибини гідроциліндр витягує робочий орган.

На рисунку 1 показана розрахункова схема гідропривода заглиблення шпалерних стовпчиків.

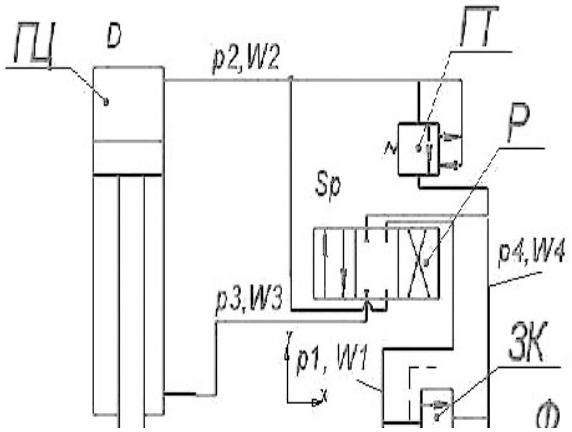


Рисунок 1 – Схема гідропривода для встановлення шпалерних стовпів методом занурювання

На схемі позначені: Н – насос з фактичною продуктивністю $Q_н$, Б – бак з робочою рідиною, ЗК – запобіжний клапан, Ф – фільтр, *Р* – розподільник, *ГТ* – генератор тиску, гідроциліндр *ГЦ* з діаметром поршня *D* та штока *d*. Поршень розвиває зусилля *F*ц. Параметри тисків рідини p1, p2, p3, p4 та об'єми трубопроводів W1, W2, W3, W4 показані на схемі.

Математична модель гідропривода описується нелінійними рівняннями нерозривності потоку робочої рідини через гідророзподільник, генератор тиску, в гідроциліндр та з гідроциліндра, рівняннями силової рівноваги між гідроциліндром з робочим органом та ґрунтом з врахуванням сил тертя та реології середовища.

Список використаних джерел

1. Іскович-Лотоцький Р.Д., Шевченко В.В., Веселовська Н.Р., Залізняк Р.О. / Техніка, енергетика, транспорт АПК. № 1, 2023, с. 64–74.

2. Патент України № 61580 А, МПК7 В 65 F 3/20. Гідропривод ущільнюючої плити сміттєвоза / В.І. Савуляк, О.В. Березюк – 2003032027; Заявл. 07.03.2003. Одерж. 17.11.2003.

УДК 62–522.2

Синицина Є.Ю., PhD,
ORCID 0009-0005-7361-0031
Губарев О.П., д-р техн. наук, професор
ORCID 0000-0002-0924-4103
Степчук В.О.
ORCID 0009-0007-9481-3123
Національний технічний університет України
«КПІ ім. Ігоря Сікорського»

ОСОБЛИВОСТІ МОДЕЛЮВАННЯ СИСТЕМИ ЗВОЛОЖЕННЯ БАГАТОЦІЛЬОВОЇ ТЕПЛИЦІ

Для забезпечення сталого значення вологості повітря в середині замкненого об'єму повітря тепличного об'єкта використовують різні типи зволоження. Це може бути природне зволоження, крапельне зволоження, туманоутворюєче зволоження, зрошення огороджувальної конструкції та автоматичні системи мікроклімату. Автоматичні системи зволоження складаються з: контролера (5), система туманоутворення (3), системи повітрообміну (4), крапельного поливу (6), системи освітлення та обігріву (2), а також датчиків (1,7) (рисунок 1) [3,4]:



Рисунок 1 – Теплиця з автоматичною системою мікроклімату

Контроль та керування параметрами мікроклімату, а саме вологістю та температурою повітря може відбуватися за різних алгоритмів керування [3, 4].

Провівши аналіз алгоритмів керування вологістю повітря в тепличному об'єкті можна зробити висновок, що в жодній системі не розкритий взаємозв'язок між термодинамічним процесам та автоматичними системами керування разом з виконавчими пристроями [1].

У тепличному господарстві зміна параметрів мікроклімату відбувається не лінійно, на це впливає зміна параметрів зовнішнього середовища та тип рослин, які вирощуються. Тому моделювання зміни мікроклімату в середині тепличного об'єкта базується на балансі енергії та тепло-масообмінних процесах. Дослідження зміни вологості повітря в середині тепличного об'єкта доцільно розглядати як параметр, який в основному спричинений вентиляцією та транспірацією рослин [2]:

$$\Delta H = \Delta H_{air} - \Delta H_{plant}, \quad (1)$$

де ΔH – зміна пари всередині теплиці, *кг/м*^{3}; ΔH_{air} – зміна пари, спричинена вентиляцією, *кг/м*^{3}; ΔH_{plant} – зміна вологи за рахунок транспірації рослин, випаровування ґрунтової води та інших джерел вологи, *кг/м*^{3}.

Тому загальний вигляд рівняння процесу переносу водяної пари повітряними потоками в середині теплиці описується як [1,2]:

$$H = (RHe_w)/(R_v T - Q), \quad (2)$$

де H – маса водяної пари, що переноситься повітрям, кг/м^3; R_v – питома газова стала для водяної пари, що дорівнює 461,5; RH – відносна вологість, %; T – температура повітря, ºС; Q – об'єм повітря в теплиці, м^3.

Інтеграція зв'язку процесу переносу водяної пари в теплиці (рівняння 2) та зміни параметрів, які впливають на загальний мікроклімат можна прослідкувати при моделюванні в програмному середовищі SOLIDWORKS Flow Simulation (рисунок 2).

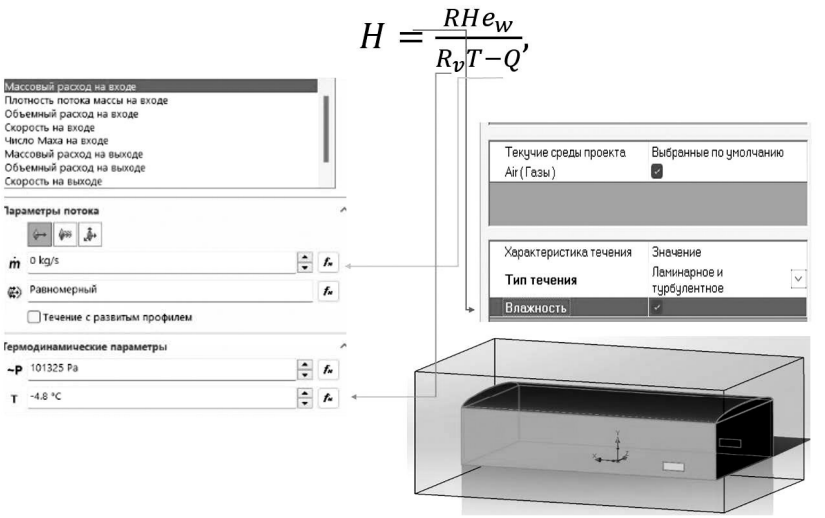


Рисунок 2 – Зв'язок процесу переносу водяної пари з параметрами мікроклімату теплиці

Список використаних джерел

1. Синицина Є.Ю. ГІДРОПНЕВМАТИЧНА СИСТЕМА ОБ'ЄКТУ ТЕПЛИЧНОГО ГОСПОДАРСТВА СЕРЕДНЬОГО ОБ'ЄМУ: дис. ... доктор філософії з 131 (Прикладна механіка). Київ, 2025. 168 с.

2. Analysis of Heat and Humidity in Single-Slope Greenhouses with Natural Ventilation Huang Li, Angui Li *, Yicun Hou, Chi Zhang, Jinnan Guo, Jiaxing Li, Yuanqing Ma, Tianqi Wang and Yifei Yin School of Environmental and Municipal Engineering, Xi'an University of Architecture and Technology, Xi'an 710055, China, 2023.

3. Chen S., Liu A., Tang F., Hou P., Lu Y., Yuan P., A Review of Environmental Control Strategies and Models for Modern Agricultural Greenhouses // Sensors. – 2025. – Vol. 25, No. 5. – Art. 1388. – DOI: 10.3390/s25051388.

4. Huang S., Xiang H., Leng C., Dai T., He G., Intelligent Regulation of Temperature and Humidity in Vegetable Greenhouses Based on Single Neuron PID Algorithm // Electronics. – 2024. – Vol. 13, No.11.– Art. 2083. – DOI: 10.3390/electronics13112083.

УДК 629.735.064

Тарасенко Т.В., канд. техн. наук, доцент
ORCID 0000-0002-8287-4873
Державний університет
«Київський авіаційний інститут»

ВПЛИВ ЖОРСТКОСТІ ОПОРИ КРІПЛЕННЯ ГІДРОМЕХАНІЧНОГО РУЛЬВОГО ПРИВОДА НА ЙОГО ДИНАМІЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ

Було досліджено динамічні характеристики рульового привода із оберненою кінематикою, оскільки такий тип кінематичної схеми має протифлатерні властивості, що актуально для системи траєкторного керування літаком [1].

Оцінка динамічних властивостей рульового привода літака може бути здійснена двома способами: за результатами реакції привода на вхідний сигнал $x_{вх}$ за відсутності і за наявності навантаження на вихідну ланку; за аналізом реакції рульового привода на збурення, що діє на вихідну ланку при затиснутому вхідному керуванні $x_{вх} = 0$.

Для визначення запасів стійкості рульового привода за амплітудою і фазою використовується передаточна функція розімкнутого контуру рульового привода наступного вигляду [2]:

$$W_{пр}(S) = \frac{y(S)}{\varepsilon(S)} = \frac{D\left(\frac{m}{C_{пр}}S^2 + \frac{h^e}{C_{пр}}S + 1\right)}{S(T_к^2 S^2 + 2T_к\xi_к S + 1)} = \frac{a_2S^2 + a_1S + a_0}{b_3S^3 + b_2B^2 + b_1S}$$

де $a_2 = \frac{Dm}{C_{пр}}$; $a_1 = \frac{Dh^e}{C_{пр}}$; $a_0 = D$; $b_3 = T_к^2$; $b_2 = 2T_к\xi_к$; $b_1 = 1$;

$$T_к = \sqrt{\frac{m}{C_\Sigma}}; \quad \xi_к = \frac{1}{2}\left[\frac{\sqrt{mC_\Sigma}}{B}\left(1 + \frac{D\cdot B}{C_{пр}} + \frac{D\cdot B}{C_o}\frac{k_{д.о}}{k_{з.з}}\right) + \frac{h^e}{\sqrt{mC_\Sigma}}\right];$$

$$C_\Sigma = \frac{1}{\frac{1}{C_o} + \frac{1}{C_{пр}} + \frac{1}{C_г}}; \quad B = \frac{F^2}{k_н^e}; \quad k_н^e = k_{Qp} + k_{вит};$$

де m – зведена маса рульової поверхні і силової проводки керування; y – вихідна координата; ε – неузгодженість на золотнику; $C_{пр}$ – зведена жорсткість силової проводки керування; C_o – жорсткість опори кріплення; $k_{д.о.}$ – коефіцієнт, що враховує деформацію опори кріплення; $k_{з.з.}$ – коефіцієнт зворотнього звязку; $C_г$ – жорсткість гідравлічної пружини; F – площа поршня рульового привода; D – добротність привода; k_{Qp} – коефіцієнт підсилення за тиском; $k_{вит}$ – коефіцієнт витоків

Для розрахунку логарифмічних амплітудно-фазочастотних характеристик використовувались залежності:

$$L(\omega) = 20\cdot\lg\left(\sqrt{\mathrm{Re}(W_{пр}(j\omega))^2 + \mathrm{Im}(W_{пр}(j\omega))^2}\right)$$

$$\psi(\omega) = \mathrm{arctg}\left(\frac{\mathrm{Im}(W_{пр}(j\omega))}{\mathrm{Re}(W_{пр}(j\omega))}\right)$$

де $\mathrm{Re}(W_{пр}(j\omega))$, $\mathrm{Im}(W_{пр}(j\omega))$ – відповідно дійсна і уявна частини передаточної функції.

Розрахунки проводились для діапазону колової частоти $\omega = 1 \ldots 1000$ с$^{-1}$ з кроком $\Delta\omega = 1$ с$^{-1}$. За результатами розрахунків отримано амплітудну і фазову частотні характеристики розімкнутого привода (рисунок1,а).

Для оцінки протифлатерних характеристик рульового привода використовувалась передаточна функція виду [3]:

$$G(S) = G_0\frac{TS+1}{\frac{G_0}{G_\infty}TS+1}$$

де $T = 1/D$ – стала часу привода; G_0 – статична жорсткість привода. $C_\infty = C_\Sigma$ – амплітудна складова динамічної жорсткості привода при частоті збурюючої сили $\omega \to \infty$

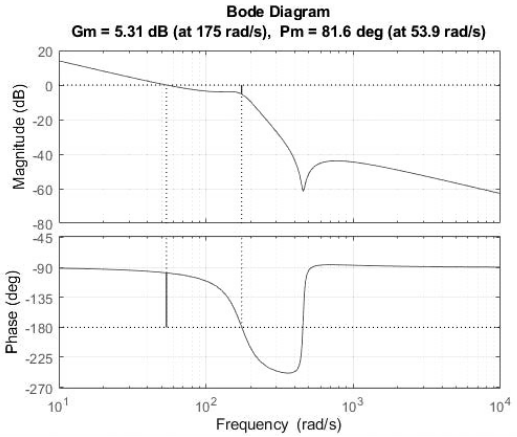
Розрахунок амплітудної і фазової характеристик динамічної жорсткості рульового привода виконувалось, використовуючи співвідношення:

$$A_G(\omega) = \sqrt{\mathrm{Re}(G(j\omega))^2 + \mathrm{Im}(G(j\omega))^2};$$

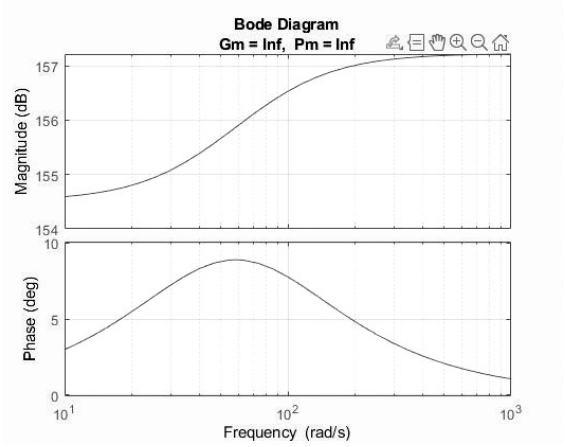
$$\psi(\omega) = \mathrm{arctg}\left(\frac{\mathrm{Im}(G(j\omega))}{\mathrm{Re}(G(j\omega))}\right),$$

де $\mathrm{Re}(G(j\omega))$, $\mathrm{Im}(G(j\omega))$ – відповідно дійсна і уявна частини передаточної функції $G(S)$.

За результатами розрахунків отримано амплітудну і фазову частотні характеристики розімкнутого привода (рисунок 1, б).



а



б

Рисунок 1 – Динамічні характеристики рульового привода з оберненою кінематикою; C_o=15·10^7 Н/м; а – амплітудні і фазові частотні характеристики для привода з розімкнутим контуром; б – амплітудні і фазові частотні характеристики динамічної жорсткості

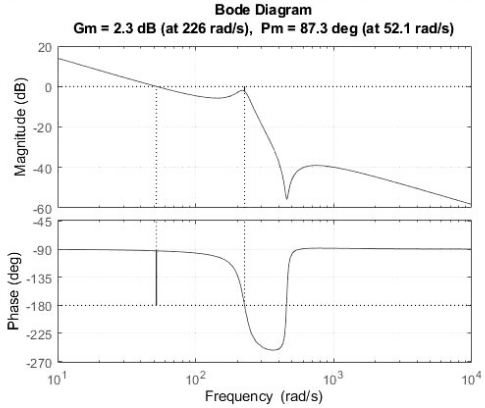
Результати досліджень представлено у таблиці 1. Збільшення жорсткості опори кріплення призводить до зменшення запасів стійкості з амплітудою в межах від 20–30%. Запас стійкості за фазою при цьому збільшується від 2% до 5%, значення динамічної жорсткості зростає на 2%. При цьому зменшення запасів стійкості за амплітудою не є критичним для рульового привода, оскільки зростає запас стійкості за фазою і значення динамічної жорсткості.

Таблиця 1 – Результати досліджень динамічних характеристик

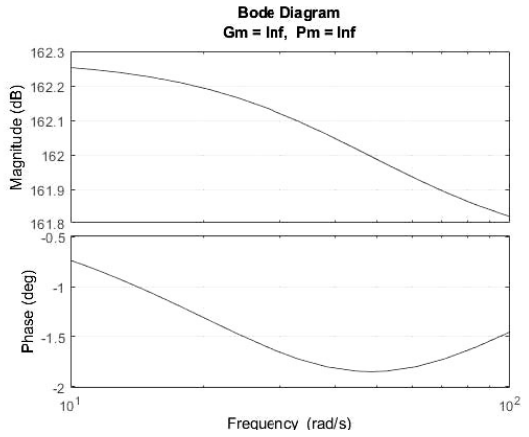
Значення жорсткості C_0, Н/м	Запас стійкості за амплітудою ΔL, *dB* при частоті ω, *rad/s*		Запас стійкості за фазою Δφ, *deg* при частоті ω, *rad/s*		Значення динамічної жорсткості *G(S), dB*	Протифлатерні властивості рульового приводу
15·10^7	5,31	175	81,6	53,9	157,2	+
30·10^7	4,1	201	85,1	52,8	159,7	+
60·10^7	2,9	219	86,7	52,3	161,135	+
90·10^7	2,3	226	87,3	52,1	161,83	-

Рульовий привод із оберненою кінематикою має протифлатерні характеристики. У випадку збільшення жорсткості опори кріплення у 6 разів, рульовий привод не здатен до дисипації енергії флатерних коливань, оскільки зусилля вже не може випереджати за фазою переміщення вихідної ланки (рисунок 2).

Це пояснюється тим, що при досить жорсткості опори кріплення рульового привода зменшується деформація опори кріплення і зникає додатковий зворотній зв'язок за зусиллям золотникового розподільника.



а



б

Рисунок 2 – Динамічні характеристики рульового привода з оберненою кінематикою; Со=90·10⁷ Н/м; а – амплітудні і фазові частотні характеристики для привода з розімкнутим контуром; б – амплітудні і фазові частотні характеристики динамічної жорсткості

Висновки

1. При збільшенні жорсткості опори кріплення рульового привода, зменшуються запаси стійкості за амплітудою.

2. Зростання жорсткості опори кріплення в 2 рази призводить до зростання запасів стійкості за фазою в межах 2%–5%.

3. Зростання жорсткості опори кріплення рульового привода має певні межі після яких привод із оберненою кінематикою втрачає свої протифлатерні властивості.

Список використаних джерел

1. Micheli B., Neumann J., Arnold J. Design of flutter suppression controllers for a wing in compressible flow based on high-fidelity aerodynamics // International Forum on Aeroelasticity and Structural Dynamics (IFASD 2024), 17–21 June 2024, The Hague, The Netherlands.

2. Абрамов Е.І., Зайончковський Г.Й. Гідравлічні слідкуючі приводи систем керування літальних апаратів. Київ: КМУЦА, 2000. 224 с.

3. Бочаров В.П., Глазков М.М., Зайончковський Г.Й., Тарасенко Т.В., Трофімов В.А. Гідравліка та гідропневмопристрої авіаційної техніки: навч. посіб. Київ: НАУ, 2011. 472 с.

УДК 621.22

Товкач А.О.
Козлов Л.Г., д-р техн. наук, проф.
Ковальчук В.А.
Папушой О.В.
Вінницький національний
технічний університет

СТІЙКІСТЬ ГІДРОПРИВОДА НА ОСНОВІ НАСОСА ЗМІННОЇ ПРОДУКТИВНОСТІ З ЕЛЕКТРОГІДРАВЛІЧНИМ РЕГУЛЯТОРОМ

У сучасних логістичних і промислових процесах особливу увагу приділяють автоматизації та оптимізації операцій, пов'язаних із перевезенням і розвантаженням вантажів. Одним із важливих засобів в цій сфері є **автомобілерозвантажувач**. Його застосування дозволяє значно зменшити витрати часу та фізичної праці, підвищити продуктивність роботи й забезпечити точне дозування розвантажуваних матеріалів [1].

Гідравлічні приводи такого обладнання комплектуються нерегульованими насосами і мають значні недоліки, такі як низька енергоефективність за рахунок постійної роботи насоса з максимальною продуктивністю та обмежені можливості керування внаслідок неможливості плавно регулювати швидкість виконавчих механізмів, що ускладнює точне керування процесом розвантаження. Перехід на регульовані гідравлічні приводи з пропорційною апаратурою дозволяє значно знизити енергоспоживання, підвищити точність керування і подовжити термін служби обладнання [2].

При розробці і впровадженні нових типів гідроприводів значне місце займають дослідження гідравлічних систем на стійкість, оскільки стійкість гідравлічної системи є критичним параметром, що визначає її здатність зберігати робочі характеристики при зміні навантажень. В умовах динамічної роботи обладнання гідропривода повинно забезпечувати стабільну та передбачувану роботу без самозбуджень, коливань або втрати керованості [3]. Завдяки сучасним методам моделювання і аналізу можливо виявити потенційно нестійкі режими ще на етапі проєктування, що значно знижує ризики та витрати на обслуговування у майбутньому [4, 5].

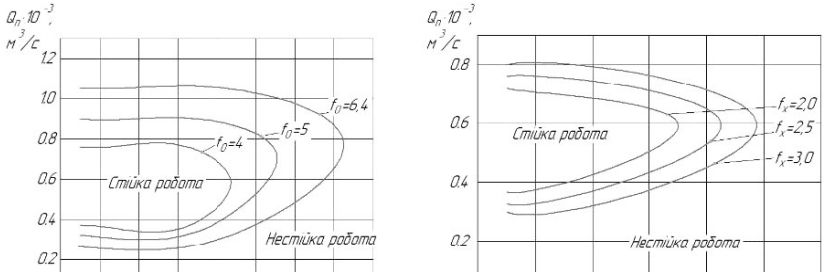
Метою дослідження є визначення умов стійкої та робочих характеристик гідропривода з урахуванням впливу різних параметрів керування та навантаження для забезпечення надійної та стабільної роботи системи.

Результати дослідження

У даній роботі проводились дослідження стійкості гідропривода методом моделювання математичної моделі [76 у спеціалізованому програмному середовищі MATLAB Simulink. В ході дослідження змінювались наступні параметри у відповідних діапазонах:

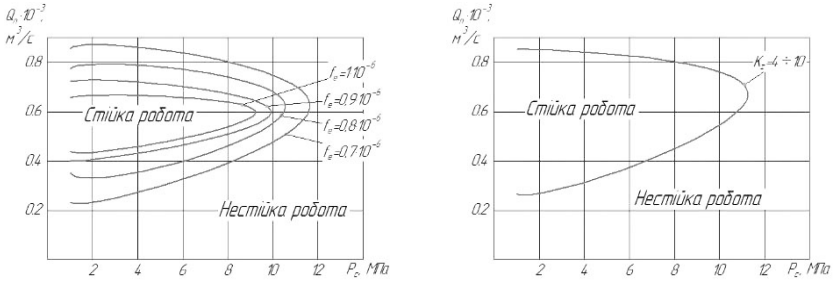
- площа f_0 дроселя f_0=4…6,4·10^{-6} м^2;
- площа f_x дроселя f_x=2…3,0·10^{-6} м^2;
- площа f_e дроселя f_e=0,7…1,0·10^{-6} м^2;
- коефіцієнт підсилення k_x робочого вікна сервоклапана k_x=3…7;
- коефіцієнт підсилення k_z робочого вікна золотника k_z=4…10;
- коефіцієнт в'язкого тертя b_x сервоклапана b_x=10…15 кг/с;
- коефіцієнт в'язкого тертя b_z золотника b_z=1…5 кг/с;
- величина навантаження F_v, що діє на гідроциліндр, F_v=1000…16000 Н·м;

В результаті проведених досліджень були отримані залежності величини подачі Q_n насоса від тиску P_c, представлені на рисунках 3–6.



Рисунки 3 і 4 – Графіки залежностей при зміні площі f_0 дроселя та площі f_x дроселя відповідно

При зміні значень параметрів k_x, k_z, b_x, b_z суттєвого впливу на результати досліджень не виявлено. Величина впливу кожного із досліджуваних параметрів на стійкість гідропривода наведена нижче у таблиці 1.



Рисунки 5 і 6 – Графіки залежностей при зміні площі f_e дроселя та зміні коефіцієнта k_z відповідно

Таблиця 1 – Вплив параметрів гідропривода на стійкість

Параметр	Не впливає	Впливає не суттєво	Впливає суттєво
f_0			+
f_x		+	
f_e			+
k_x	+		
k_z		+	
b_x	+		
b_z		+	

Висновки

У результаті проведеного дослідження визначено параметри, які забезпечують стійкість роботи гідропривода. Розроблено наступні рекомендації:

- площа f_0 дроселя та площа f_e дроселя мають суттєвий вплив на стійкість гідропривода;
- площа f_x дроселя, коефіцієнт підсилення k_z робочого вікна золотника та коефіцієнт в'язкого тертя b_z золотника суттєво не впливають на стійкість гідропривода;
- коефіцієнт підсилення k_x робочого вікна сервоклапана та коефіцієнт в'язкого тертя b_x сервоклапана не впливають на стійкість гідропривода;

• при проєктуванні гідропривода слід обирати значення параметрів f_0 та f_e у діапазонах f_0=4…4,5·10^{-6} м^2 та f_e=0,7…0,8·10^{-6} м^2 для забезпечення стійкості.

Список використаних джерел

1. Mondal, N. A single stage spool valve for the pressure compensator of a variable displacement pump: design, dynamic simulation and comparative study with a real pump / Mondal, N.; Saha, R.; Sanyal, D. // *Sādhanā, 47(4), p. 279, (2022),* doi:10.1007/s12046–022–02038–3.

2. Козлов Л. Г. Експериментальні дослідження перехідних процесів в адаптивній гідросистемі / Козлов Л. Г., Бурєнніков Ю. А., Ковальчук В. А., Товкач А. О. // LIV Всеукраїнська науково-технічна конференція факультету машинобудування та транспорту, 2025.

3. Volodymyr V. Bogachuk. Influence of electrohydraulic controller parameters on the dynamic characteristics of a hydrosystem with adjustable pump / Volodymyr V. Bogachuk; Leonid H. Kozlov; Artem O. Tovkach; Valerii M. Badakh; Taras V. Tarasenko; Yevhenii O. Kobylianskyi; Zbigniew Omiotek; Gauhar Borankulova // Collective Monograph: "Mechatronic Systems 1: Applications in Transport, Logistics, Diagnostics, and Control, pp. 267–278", 1st Edition // Leonid K. Polischuk, Waldamar Wojcik. London: Taylor & Francis Group, CRC Press, Balkema book, 2021 – 420 P.

4. Burennikov Y., Kozlov L., Pyliavets V., Piontkevych O., Mechatronic Hydraulic Drive with Regulator, Based on Artificial Neural Network, IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, 209 (2017), n.1, 012071.

5. Kozlov, L. Parametric Synthesis of Electrohydraulic Control System for Variable Displacement Pump / Kozlov, L.; Bilichenko, V.; Kashkanov, A.; Tovkach, A.; Kovalchuk, V. // Lecture Notes in Mechanical Engineering, 2023, pp. 48–57.

6. Товкач А.О. Стійкість мехатронного привода на основі мультирежимного регулятора / Товкач А.О., Козлов С.Л. // Міжнародна молодіжна науково-технічна конференція «Молода наука – роботизація і нанотехнології сучасного машинобудування», 2025.

УДК 629.7.01: 629.7.02: 621.22–546

Хлистун О.І., канд. техн. наук, доцент
ORCID: 0009-0001-9063-6066
Тарасенко Т.В., канд. техн. наук, доцент
ORCID: 0000-0002-8287-4873
Макаренко Р.О., канд. техн. наук, доцент
ORCID: 0000-0001-9515-144x
Державний університет
«Київський авіаційний інститут»

ВЕРИФІКАЦІЯ АЛГОРИТМІВ КОНТРОЛЮ ГІДРАВЛІЧНИХ ПРИВОДІВ ЛІТАЛЬНИХ АПАРАТІВ МОДЕЛЮВАННЯМ НА СКІНЧЕННИХ АВТОМАТАХ

Силові приводи компонентів літальних апаратів (ЛА) забезпечують реалізацію численних та різноманітних функцій, рисунок 1.



Рисунок 1 – Компоненти комерційного літака, функціонування яких потребує силового привода [1]

Застосування приводів в аерокосмічній галузі має відповідати багатьом вимогам і суворим обмеженням. Найголовніша з вимог – НАДІЙНІСТЬ.

Оскільки приводи зазвичай забезпечують виконання критичних функцій, прийнятна ймовірність їх відмови надзвичайно мала. Так, в комерційній авіації для основних засобів управління польотом є припустимою тільки одна катастрофічна подія на 1 мільярд годин польоту. Це головне обмеження сильно впливає на архітектуру силових приводів органів управління ЛА.

Вибір архітектури розроблюваної системи, та фізичних процесів, які в ній використовуються, залежать від критичності функцій, виконання яких система забезпечує. Система може бути розроблена таким чином, аби уникнути відмови (стійкість до відмови), чи контролювати відмови, якщо один із її компонентів втрачає працездатність (толерантність до відмови). Стійкість до відмови досягають збільшенням розміру та/або періодичною заміною компонентів. Для силових приводів, які забезпечують виконання критичних для безпеки польотів функцій, збільшення габаритів є неможливим або недостатнім для досягнення необхідного ступеня надійності, оскільки жодна окрема відмова не повинна призвести до катастрофічної події. Тому ці системи повинні бути толерантними до відмов, якщо виходять з ладу один або більше їх елементів. Необхідною умовою забезпечення толерантності до відмов є отримання повної інформації про стан системи та, у випадку відмови її елементів, вироблення сигналів, які парирують цю відмову.

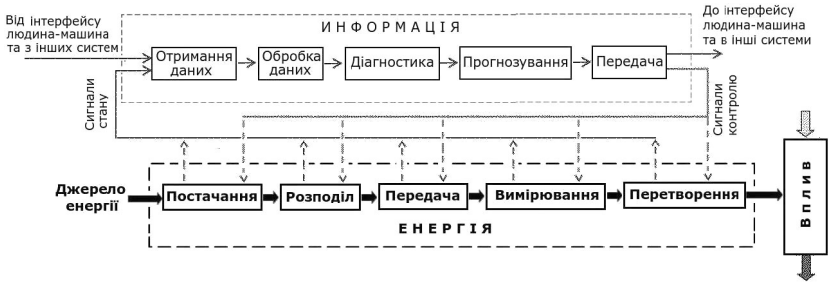


Рисунок 2 – Функції інформаційного та енергетичного ланцюгів [1]

Архітектура толерантного до відмов силового привода, який реалізує критично важливі для безпеки польотів функції (рисунок 2), передбачає відокремлення потоків інформації від потоків енергії.

Формулювання проблеми

У процесі створення ЛА після вибору концепції силових приводів виникає проблема розробки надійних алгоритмів контролю для реалізації в коді програмного забезпечення. Ці алгоритми мають бути верифіковані – пройти перевірку на їх здатність надійно виконувати покладені на систему функції.

Підхід до розв'язання проблеми

Надійність алгоритмів контролю системи може бути верифікована попереднім моделюванням на скінченних автоматах, які представляють математичну модель обчислень, виходи якої залежать як від поточних входів, так і від поточного стану автомата (автомат Мілі [2]). Ідея «стану» як основного поняття в представленні систем була вперше введена Аланом Тюрінгом [3] для описання роботи комп'ютера. Стан автомата визначається величинами його внутрішніх змінних стану та описує стан системи, яка очікує на виконання переходу набору дій, які мають бути виконані, коли задовільняється умова або за надходження події.

Скінченний автомат M визначається п'ятьма об'єктами:

$$M = (X, Y, Q, \delta, \lambda),$$

де X, Y та Q – кінцеві та непорожні набори вхідних сигналів, вихідних сигналів та станів, відповідно, $\boldsymbol{\delta}$ – функція переходу станів,

$$\boldsymbol{\delta} = Q \times X \rightarrow Q;$$

$\boldsymbol{\lambda}$ – вихідна функція, що дорівнює

$$\boldsymbol{\lambda} = Q \times X \rightarrow Y.$$

Коли машина перебуває в поточному стані $q \in Q$ і отримує вхідні дані $x \in X$, вона переходить до наступного стану, визначеного $\boldsymbol{\delta}(q, x)$, і створює вихідні дані, які задані $\boldsymbol{\lambda}(q, x)$. У детермінованому скінченному автоматі кожний перехід з одного стану до іншого визначається вихідним станом і сигналом, який зчитується зі входу.

Функції переходів скінченного автомата задають у вигляді орієнтованих графів або у вигляді таблиць [2].

Модель скінченних автоматів може бути реалізована в сучасних графічних середовищах програмування Stateflow (Simulink MAT-

LAB) [4] або Statechart Designer (LMS Amesim) [5]. Графічна анімація упродовж виконання дозволяє аналізувати та відпрацьовувати логіку алгоритмів контролю, здійснювати їх верифікацію.

Висновки

1. Для реалізації життєво важливих функцій ЛА зберігається тенденція широкого використання гідравлічного привода.

2. Надійність систем приводів сучасних ЛА забезпечується толерантністю до відмов, тому в їх архітектуру для контролю стану системи включають інформаційний ланцюг.

3. З ускладненням систем ЛА, одночасно з процесом їх розробки є нагальна необхідність верифікації і валідації їх надійності.

4. Верифікацію алгоритмів контролю гідравлічних приводів ЛА доцільно здійснювати моделюванням на скінченних автоматах з використанням сучасних графічних середовищ програмування.

Це дозволяє аналізувати та відпрацьовувати логіку алгоритмів контролю та здійснювати їх послідовну і повну верифікацію до імплементації в бортовому програмному забезпечення.

Список використаних джерел

1. Maré J.-C. Aerospace Actuators 1. Needs, Reliability and Hydraulic Power. ISTE Ltd, London, 2016.

2. Mealy G. H. A method for synthesizing sequential circuits, Bell System Technical Journal, vol. 34 (1955), 1045–1079.

3. Turing A. M. On Computable Numbers, with an Application to the Entscheidungs problem, Proc. London Math. Soc., ser. 2, vol. 42, pp. 230–265, 1936–1937.

4. Stateflow User's Guide. USA, The MathWorks, Inc. 2024.

5. Web ресурс: https://community.sw.siemens.com/s/article/statechart–designer–of–lms–amesim–combine–discrete–event–control–and–continuous–system–model

УДК 62–851

Обертюх Р.Р., канд. техн наук, професор
ORCID 0000–0003–2939–6582
Вінницький національний технічний університет,
Слабкий А.В., канд. техн. наук, доцент
ORCID 0000–0001–9284–2296
Вінницький національний технічний університет

ПАРАМЕТРИЧНИЙ ГЕНЕРАТОР ІМПУЛЬСІВ ТИСКУ ПІДВИЩЕНОЇ ПРОДУКТИВНОСТІ З РЕГУЛЬОВАНИМ ТИСКОМ ЗАКРИТТЯ

Конструктивна схема параметричного генератора імпульсів тиску (ГІТ) підвищеної продуктивності з регульованим тиском «закриття» p_2 і суміщеним запірним елементом 2 (першого ступеня герметизації ГІТ) в одній деталі з прорізною пружиною 2.1 (ПП 2.1) зображена на рисунок 1 [1]. Запірний елемент 2 першого ступеня герметизації та втулка-клапан 3 другого ступеня герметизації параметричного ГІТ взаємодіють по широких фасках з сідлом 1, яке фіксується в корпусі 15 ГІТ гільзою 9, закріпленою в осьовому напрямку накидною гайкою 13, яка нагвинчується на циліндричний виступ корпуса 15 та контриться контргайкою 14.

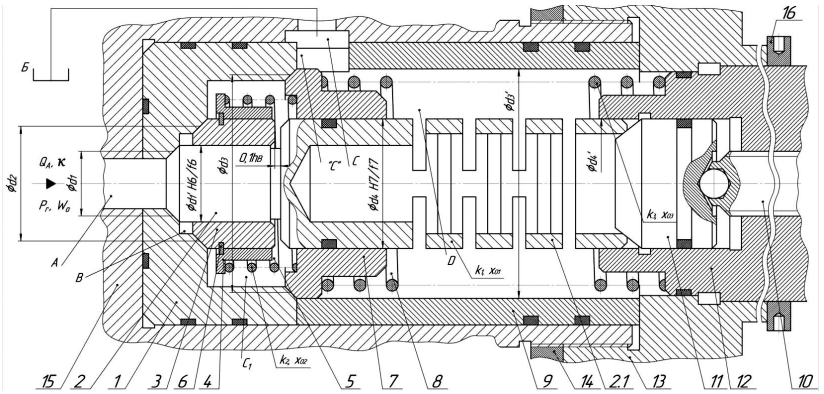


Рисунок 1 – Конструктивна схема параметричного генератора імпульсів тиску підвищеної продуктивності з регульованим тиском «закриття» p_2

З метою зменшення об'єму проміжної порожнини В, гегерметизуючі фаски сідла першого та другого ступенів герметизації ГІТ розташовані в одній косій площині. Запірний елемент 2 має ступінчасту форму (клапанна частина). На діаметрі $\varnothing d_1'$ H6/f6 розташована втулка-клапана 3, яка притискається своєю конічною притертою фаскою (другий ступінь герметизації ГІТ) до сідла 1 через втулку 4, розрізна пружина кільця 6 витою пружиною 5 жорсткістю k_2. Попередня деформація x_{02} пружини 5 забезпечується під час збирання ГІТ. Призначення пружини 5 – створити для попередньої герметизації втулки-клапана 3 початковий контактний тиск [2–4]

$$p_k = k_2 \cdot x_{02} / A_2 = k_2 \cdot x_{02} / (0,25\pi d_2^2) \approx 1,27 k_2 \cdot x_{02} d_2^{-2}, \qquad (1)$$

де $A_2 = \pi d_2^2 / 4 \approx 0,785 d_2^{-2}$ – середня площа поперечного перерізу герметизуючої фаски втулки-клапана 3.

На діаметрі $\varnothing d_4$ H7/f7 клапанної частини запірного елемента 2 розташовано запірний елемент 7 переливного клапана, що регулює тиск «закриття» p_2 ГІТ. По діаметру d_3' запірний елемент 7 переливного клапана додатково спрягається з наскрізним отвором гільзи 9, наприклад за посадкою H8/f8 (або H9/f9). ПП 2.1 в робочій частині має зовнішній діаметр рівний d_4, а діаметр опорного кільця (права частина ПП 2.1 за кресленником) діаметром $d_4' > d_4$ за ковзною посадкою, наприклад $\varnothing d_4'$ H7/h7 спрягається з більшим діаметром ступінчастої розточки в порожнистому гвинті 12. В розточці отвору меншого діаметра порожнистого гвинта 12 розміщено натискний плунжер 11, який конічним лівим торцем (за кресленником) контактує з конічним осьовим отвором опорного кільця ПП 2.1. В правий торець (за кресленником) натискного плунжера 11 впирається завальцованою кулькою регулювальний гвинт 10, за допомогою якого змінюється попередня деформація x_{01} ПП 2.1 жорсткістю k_1. Порожнистий гвинт контриться контргайкою для регулювального гвинта 10.

Рівень тиску «закриття» p_2 ГІТ регулюється пружиною 8 жорсткістю k_3 за рахунок зміни попередньої деформації x_{03} пружини 8 за допомогою порожнистого гвинта 12 [2–4]:

$$p_2 = k_3 \cdot x_{03} / A_3 = k_3 \cdot x_{03} / \left(0,25\pi d_3^2\right) \approx 1,27 k_3 \cdot x_{03} \cdot d_3^{-2}, \qquad (2)$$

де $\grave{u}_{\grave{u}} = \pi^{\ 2} / 4 \approx 0,785 \cdot^{\ 2}$ – середня площа поперечно перерізу герметизуючої фаски запірного елемента 7 переливного клапана.

Оскільки пружина 5 впирається в торець запірного елемента 7 переливного клапана, то $k_3 > k_2$. Напірна порожнина А ГІТ приєднується до гідро лінії подачі робочої рідини (енергоносія) від гідронасосної станції живлення ГІТ (на рисунок 1 умовно не показана). Зливна порожнина *С* ГІТ сполучається з гідробаком гідронасосної станції. C_1 – проміжна зливна порожнина ГІТ є передклапанною порожниною переливного клапана ГІТ. Порожнина *D* розміщена ПП 2.1 вільно сполучена чотирма пазами «*c*» в гільзі 9 зі зливною порожниною *С*, причому сумарна площа прохідного перерізу пазів «*c*» більше (або є рівною) площі прохідного перерізу зливної гідролінії гідронасосної станції живлення ГІТ. Сідло 1, запірний елемент 2 по діаметру d_4, гільза 9 та порожнистий гвинт 12 ущільнюються гумовими кільцями круглого перерізу (на рисунок 1 умовно не позначені позиціями).

Упродовж зростання тиску енергоносія до рівня «відкриття» ГІТ [2–4]

$$p_1 = k_1 \cdot x_{01} / A_1 = k_1 \cdot x_{01} / \left(0,25\pi d_1^2\right) \approx 1,27 k_1 \cdot x_{01} \cdot d_1^{-2}, \qquad (3)$$

де $\grave{u}_{\grave{u}} = \pi^{\ 2} / 4 \approx 0,785 \cdot^{\ 2}$ – середня площа поперечного перерізу запірного елемента 2 першого ступеня герметизації ГІТ (переріз по середньому діаметрі герметизуючої фаски запірного елемента 2), герметичність ГІТ порушується і напірна порожнина *А* сполучається з проміжною *В*. Під тиском p_1 енергоносій діє на середню площу A_2 втулки-клапана 3 ($A_2 > A_1$), яка швидко переміщується в зазорі $0,1h_{\text{в}}$ і разом із запірним елементом 2, здійснює робочий хід на величину $h_{\text{в}}$. Енергоносій під тиском p_1 діє на запірний елемент 7 переливного клапана, відкриває його, що спричиняє зниження тиску в порожнині C_1 до рівня тиску «закриття» p_2 ГІТ, налаштованого деформацією пружини 6 (див. залежність (2).

Зменшення тиску енергоносія до рівня p_2 спричиняє зворотний хід запірного елемента 2 та втулки-клапана 3. Рівень тиску «закриття» p_2 також можна визначити через параметри ПП 2.1 та хід запірних елементів ГІТ:

$$p_2 \le k_1 (x_{01} + h_{\text{в}}) / A_2 = k_1 (x_{01} + h_{\text{в}}) / \left(0,25\pi d_2^2\right) \approx 1,27 k_1 \cdot x_{01} \cdot d_2^{-2}. \qquad (4)$$

Порівнюючи (2) та (4), можна встановити, що оскільки $k_1 > k_3$ і $A_3 > A_2$, то $x_{03} > (x_{01} + h_{\text{в}})$.

Після повернення запірного елемента 2 та втулки-клапана 3 в початкове положення робочий цикл ГІТ повторюється.

Послідуючим етапом дослідження пропонованої конструктивної схеми є розробка на основі структурно-розрахункової схеми пристрою динамічної (фізичної) та математичної моделей привода і обґрунтування на основі їх аналізу та дослідження методики розрахунку і проєктування.

Список використаних джерел:

1. Параметричний генератор імпульсів тиску підвищеної продуктивності з регульованим тиском закриття: пат. 160794 U, Україна, F15B21/00, / (Україна). Заявл. 10.04.2025; – Опубл. 08.10.2025, Бюл. №41 /2025, 09.10.2025 р.

2. Іскович-Лотоцький Р.Д., Обертюх Р.Р., Архипчук М.Р. Генератори імпульсів тиску для керування гідроімпульсними приводами вібраційних та віброударних технологічних машин: монографія – Вінниця: УНІВЕРСУМ – Вінниця, 2008. – 171 с.

3. Обертюх, Р. Р., Слабкий, А. В., Поліщук, О. В., & Ганпанцурова, О. С. (2022). Гідроімпульсні малогабаритні вібратори на базі прорізних пружин. Вісник машинобудування та транспорту, 15(1), 124–130. https://doi.org/10.31649/2413–4503–2022–15–1–124–130

4. Обертюх Р. Р., Слабкий А.В., Андрухов С.Р., Кудраш В.О. Параметричні однокаскадні генератори імпульсів тиску підвищеної пропускної здатності. Віснику машинобудування та транспорту – №1, 2019. – С. 40–48.

УДК 621.22

Петров О.В., канд. техн. наук, доцент
ORCID 0000-0002-0487-6240
Коломієць В.С
ORCID 0009-0007-1464-0534
Мельник С.В.,
ORCID 0009-0007-3544-5295
Сербін І.С.

ВИЗНАЧЕННЯ КУТА ПІДЙОМУ РІЗІ ГВИНТОВОГО РОТАТОРА З ГІДРОДВИГУНОМ У РОБОЧОМУ ОРГАНІ МАШИНИ МАНІПУЛЯТОРНОГО ТИПУ

Серед ротаторів з обмеженим кутом повороту гвинтовий ротатор найкраще відповідає експлуатаційним та технологічним вимогам. Необхідний момент повороту ротатора залежить від моменту інерції вантажу з робочим органом та кутового прискорення:

$$M = J \cdot (2 \cdot \varphi)/t^2 \quad (1)$$

де J – момент інерції робочого органу з вантажем, кгм^2; φ – кут повороту вантажу, рад; t – час повного повороту вантажу, с.

Момент, що розвиває гвинтовий ротатор:

$$M_{\text{Р}} = (R \cdot d)/2 \cdot \cos^2 \gamma \, (\text{tg}\gamma - f_1) \quad (2)$$

де R – осьова сила, що діє на гвинт, Н; d – середній діаметр різі, м; γ – кут підйому різі, град; f_1 – приведений коефіцієнт тертя.

$$f_1 = f/(\cos(\alpha/2)) \quad (3)$$

де α – кут профілю різі, град; f – коефіцієнт тертя матеріалів гвинта і гайки.

Оптимальним можна вважати такий кут підйому різі, при якому корисний об’єм ротатора мінімальний і, відповідно, мінімальна його маса.

Корисний об’єм ротатора при куті повороту $\varphi = 360°$, визначається за формулою:

$$V = F \cdot S \quad (4)$$

де S – хід різі, м,

$$S = \pi \cdot d \cdot tg\gamma, \quad (5)$$

а F – ефективна площа поршня, м^2,

$$F = R / \cdot p, \quad (6)$$

де p – тиск робочої рідини, Па.

З урахуванням (2), (5) та (6) отримаємо:

$$V = (2 \cdot \pi \cdot M \cdot tg\gamma)/(p \cdot \cos^2 \gamma(tg\gamma - f_1)) \quad (7)$$

Для визначення оптимального значення γ знайдемо похідну від корисного об'єму ротатора за кутом підйому різі та прирівняємо до нуля. Після деяких перетворень отримаємо:

$$2 \cdot \sin^2\gamma(tg\gamma - f_1) - f_1 = 0 \quad (8)$$

Якщо розв'язати рівняння при $f_1 = 0{,}124$, то знаходимо $\gamma = 25{,}1°$. Таким чином визначено, що значення кута підйому різі $\gamma = 25{,}1°$ гвинтового ротатора є оптимальною величиною, що забезпечує стабільну роботу гідродвигуна робочого органу машини маніпуляторного типу.

Список використаних джерел

1. Петров О.В. Експериментальне визначення сили тертя спокою та гідродинамічної сили на золотнику переливного клапана мультирежимного гідророзподільника / О.В. Петров, Л.Г. Козлов, Н.С. Семічаснова, Д.А. Солецький // Вісник машинобудування та транспорту. – 2016. – Т. 4, № 2. – С. 78–86.

2. Петров О.В. Математична модель системи керування гідроприводa опорно-поворотного пристрою з гідромотором / О.В. Петров, О.С. Несімко М.В. Трофимчук // XIII міжнародна конференція «Контроль та управління в складних системах (КУСС–2016), м. Вінниця, 3–6 жовтня, 2016: тези доповідей. – 2016. – С. 180–182.

УДК 621.22

Milan Edl, Dr. Ing.
Orcid 0000-0003-0761-7882
University of West Bohemia
Oleksandr Petrov, Ph.D.
ORCID 0000-0002-0487-6240
Vinnytsia National Technical University

IMPROVEMENT OF HYDRAULIC MANIPULATOR JOINT ASSEMBLIES BASED ON INDUSTRY 4.0 TECHNOLOGY

Joint assemblies of hydraulic manipulators are critical elements that determine positioning accuracy, productivity, and service life of manipulator-type machines. Traditional design approaches do not provide an optimal balance between strength, weight, and wear resistance under intensive operation conditions.

The implementation of Industry 4.0 technologies opens new opportunities for improving joint assemblies. The use of digital twins allows modeling the behavior of assemblies in real-time, predicting wear, and optimizing parameters before production begins. Integration of IoT sensors into joint designs enables continuous monitoring of temperature, vibrations, loads, and clearances, facilitating the transition from scheduled to predictive maintenance.

Artificial intelligence and machine learning analyze arrays of operational data to identify patterns of material degradation and optimize operating modes. Additive manufacturing technologies create opportunities for producing topologically optimized joint assemblies with complex internal structures that are impossible to achieve using traditional methods.

The proposed approach involves creating an intelligent resource management system for joint assemblies based on a digital platform. Experimental studies have shown a service life increase of 35–40% and maintenance cost reduction of 25% compared to traditional designs.

The integration of Industry 4.0 technologies into the design of hydraulic manipulator joint assemblies ensures a qualitative transition to intelligent next-generation machines with predictable operational characteristics.

References

1. Kagermann, H., Wahlster, W., Helbig, J. (2013). Recommendations for Implementing the Strategic Initiative INDUSTRIE 4.0: Final Report of the Industrie 4.0 Working Group. «Forschungsunion», Frankfurt am Main: acatech – National Academy of Science and Engineering, 82 p.

2. Zheng, P., Wang, H., Sang, Z., et al. (2018). Smart Manufacturing Systems for Industry 4.0: Conceptual Framework, Scenarios, and Future Perspectives. «Frontiers of Mechanical Engineering», 13(2), 137–150. DOI: 10.1007/s11465–018–0499–5.

УДК 621.355:62–82

Єременко Р.О.
ORCID 0000-0001-6497–7994
Державний університет
«Київський авіаційний інститут»

ПІДВИЩЕННЯ ЖИВУЧОСТІ ЕЛЕКТРОГІДРАВЛІЧНИХ СИСТЕМ ШЛЯХОМ КОНВЕРСІЇ АКБ НА АЛЮМОКАЛІЄВИЙ ЕЛЕКТРОЛІТ

Системи керування гідроавтоматикою критично залежать від надійного живлення (24 В, постійний струм). Стандартні свинцево-кислотні джерела безперебійного живлення (ДБЖ) швидко деградують через сульфатацію в умовах нерегулярного підзаряду та глибокого розряджання.

Одним з можливих рішень даної проблеми є конверсія відпрацьованих або нових стартерних акумуляторних батарей (АКБ) шляхом заміни електроліту (H_2SO_4) на водний розчин алюмокалієвих галунів ($AlK(SO_4)_2$).

У випадку відпрацьованих АКБ процес конверсії частково розчиняє сульфати на поверхні активної маси пластин (за умови, що вони не зруйновані), тим самим певною мірою відновлюючи їхню ефективну площу. У випадку з новими АКБ плавна заміна електроліту дозволяє зменшити його кислотність, запобігти утворенню нерозчинних

кристалів при подальшій експлуатації і зробити АКБ менш чутливою до глибокого розряджання і більш безпечною в експлуатації.

Особливості технології

1. Висока хімічна інертність дозволяє простої до 6 місяців без підзаряду.

2. Повний розряд не шкодить батареї; робочий діапазон зміщений вниз (відсічка на 6.0–8.0 В).

3. Вартість відновлення частково сульфатованої АКБ становить від 500 грн (2025 р., витрати на розхідні матеріали) проти понад 2000 грн за нову АКБ.

4. Електроліт має рівень pH 2–4 (в залежності від глибини промивання і залишкової кількості сірчаної кислоти), що набагато більш безпечно для побутового обслуговування.

Дослідження проводилось на вживаній АКБ Hitachi 68Ah зі значними слідами сульфатації пластин. Після конверсії було відмічено поступове зростання розрахункової ємності з 0.4 А–г до 13.8 А–г за 8 циклів заряду-розряду. Ключовим фактором інтенсифікації відновлення стало зниження напруги відсічки до 6.0–8.0 В.

Метод дозволяє створювати дешеві та живучі ДБЖ для аварійного розвантаження гідросистем, утримання вакуумних захватів та автономної роботи запірної арматури. Також даний метод дозволяє зробити свинцево-кислотні АКБ більш безпечними і зручними у побутовому використанні.

УДК 621.355:62–82

Башта О.Т., канд. техн. наук, професор
Державний університет
«Київський авіаційний інститут»

РЕКОМЕНДАЦІЇ ЩОДО ВИБОРУ КОНСТРУКТИВНИХ ТА ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ПАРАМЕТРІВ ГІДРОСИСТЕМ, ЩО ПРАЦЮЮТЬ НА РІДИНІ АМГ–10 З МЕТОЮ ЗБІЛЬШЕННЯ ЇЇ РЕСУРСУ

Нашими дослідженнями було встановлено, що однією з основних причин спостережуваного при експлуатації зниження в'язкості робочої рідини АМГ–10 є кавітація рідини, що виникає в деяких агрегатах і насосах в процесі їх нормального функціонування. В результаті цього значно знижується ресурс як самої рідини, так і гідроагрегатів гідросистем.

Також нами були визначені умови, необхідні для виникнення кавітації рідини в ємностях під впливом вібрації, що виникають при експлуатації механізму, і встановлена закономірність їх впливу на в'язкість робочих рідин.

Результати проведених досліджень дозволили скласти рекомендації щодо вибору конструктивних і експлуатаційних параметрів гідросистем, що працюють на рідині АМГ–10 з метою збільшення її ресурсу.

Застосування мінеральних рідин з полімерним загущувачем типу АМГ–10 може бути рекомендовано лише з урахуванням кавітаційності режимів роботи гідравлічних агрегатів і максимальним усуненням всіх джерел кавітації в гідросистемі.

Для цього всі агрегати гідросистеми, принцип дії яких заснований на дроселюванні рідини, слід піддавати випробуванню з метою визначення діапазону режимів роботи з кавітацією і без кавітації.

Для визначення критичного відносного протитиску, що розмежовує ці режими, рекомендується використовувати спрощений гідродинамічний метод виявлення кавітації.

Режими роботи цих агрегатів повинні бути такими, щоб поточний відносний протитиск $\overline{P}$ перевищував би критичне його значення $\overline{P}_{кр}$, причому ступінь перевищення $\overline{P}$ над $\overline{P}_{кр}$, необхідний для припинення

зниження в'язкості в кожному конкретному випадку, слід визначати за рівнянням математичної моделі параметра зниження в'язкості.

При неможливості виконання цієї умови ($\overline{P} \geq \overline{P}_{кр}$) для зменшення деструкції рідини слід застосовувати дроселі з можливим малим $\overline{P}_{кр}$, оскільки інтенсивність зниження в'язкості рідини АМГ–10, що працює в кавітаційному режимі, збільшується практично лінійно зі збільшенням $\overline{P}_{кр}$ пристрою. Найбільш досконалими з точки зору забезпечення мінімальної деструкції рідини є багатошайбові дроселі ($n \geq 7$), у яких $\overline{P}_{кр} \leq 0{,}1$, а також дроселі лінійного типу, що представляють собою довгий канал (трубку), опір в якому створюється за рахунок втрат на тертя рідини і у якого $\overline{P}_{кр} \approx 0$. Найбільш небезпечними з точки зору виникнення кавітації є одношайбові дроселі, а також інші дроселі квадратичного опору з конструктивною формою каналу, аналогічною каналу конфузорно-дифузрного насадка.

Для зменшення інтенсивності зниження в'язкості рідини АМГ–10 слід також:

а) уникати застосування насосів з клапанно-щілинним розподілом.

б) зменшувати забрудненість рідини механічними домішками і газовими бульбашками, що служать ядрами кавітації в рідині;

в) знижувати вібраційні перевантаження ємностей.

Одним із способів цього є розміщення ємностей у зонах з мінімальними рівнями вібрацій, причому доцільно застосовувати ємності з якомога меншим рівнем рідини в напрямку дії вібраційних прискорень.

Список використаних джерел

1. Bashta O., Dzhuryk O.V., Romanenko V.G. Research of cavitation in volumetric pumps. Aviations in the XXI century: the 20 world congress (Kyiv, September, 2019). Kyiv, 2019. P. 10.3.8–10.3.20.

2. Башта О.Т., Романенко В.Г. Влияние вибрации на возникновение гидродинамической кавитации. Промислова гідравліка і пневматика: Матеріали XIV МНТК АС ПГП. – Одеса, 18–19 вересня 2013 р. – Вінниця: ГЛОБУС-ПРЕС, 2013. – С. 34–35.

3. Башта О.Т., Романенко В.Г. Кавитационные характеристики пакетов шайб в гидравлических системах воздушных судов. Промислова гідравліка і пневматика: XX міжнародна науково-технічна

конференція АС ПГП, 22–25 жовтня 2019 р.: тези доп. – Київ, 2019. – С. 82–83.

4. Башта О.Т., Романенко В.Г/ Особливості генерування кавітаційних коливань тиску аксіально-поршневими насосами. Промислова гідравліка і пневматика: XX міжнародна науково-технічна конференція АС ПГП, 22–25 жовтня 2019 р.: тези доп. – Київ, 2019. – С. 82–83.

Башта О.Т. канд. техн. наук, професор
Державний університет
«Київський авіаційний інститут»

РЕКОМЕНДАЦІЇ ЩОДО ВИБОРУ РОБОЧИХ РІДИН З УРАХУВАННЯМ ВПЛИВУ НА НИХ КАВІТАЦІЇ

Нашими попередніми дослідженнями встановлено, що однією з основних причин зниження в'язкості робочої рідини АМГ–10, що спостерігається при експлуатації сучасних гідросистем, є кавітація рідини. При цьому значно знижується ресурс як самої рідини, так і агрегатів гідросистем.

Суть кавітаційного впливу на в'язкість мінеральної рідини з полімерною в'язкісною присадкою схематично зводиться до наступного: при схлопуванні в кавітаційному режимі парогазових бульбашок в центрі останніх розвиваються високі локальні викиди тиску і температури, які руйнівно діють на молекули полімерного загущувача, що знаходяться в сфері дії цього мікрогідроудару і, в першу чергу, молекул великих розмірів і з великою довжиною молекулярних ланцюжків, які в основному і визначають рівень в'язкості рідини АМГ–10. Причому найбільш нестабільною частиною полімеру є саме фракції з високою молекулярною вагою і великою довжиною молекулярних ланцюжків, крім цього було встановлено комплексний вплив експлуатаційних факторів на кавітаційне зниження в'язкості рідини АМГ–10 .

Разом з тим, аналогічний вплив кавітації на синтетичну полісилоксанову робочу рідину, що не містить в'язкої присадки, не

призведе, в межах тривалості проведених експериментів, до зниження її в'язкості.

Оскільки усунення кавітаційних явищ у гідросистемах механізмів пов'язане з великими труднощами, рекомендується в якості робочої рідини в особливо небезпечних, з точки зору виникнення кавітації, умовах (при підвищених тисках, великій насиченості гідроагрегатів і при значних вібраційних навантаженнях) застосовувати рідини з підвищеною кавітаційною стійкістю. Однією з таких рідин, зокрема, є синтетична полісилоксанова рідина 7–50С–3, при застосуванні якої необхідність у вищезазначених обмеженнях відпадає.

Застосування в кавітаційних умовах рідин мінерального походження припустиме лише у разі створення нової в'язкісної присадки з істотно вищою у порівнянні з існуючими присадками стійкістю до кавітаційних впливів.

Список використаних джерел

1. Башта О.Т., Романенко В.Г. Комплексний вплив експлуатаційних факторів авіаційних гідросистем на зниження в'язкості їх робочих рідин. Промислова гідравліка і пневматика: тези доповіді XXIII міжнародна науково-технічна конференція АС ПГП (Київ 15–16 грудня 2022 р.). Київ, 2023. С.87–88.

2. Bashta O., Dzhuryk O.V., Romanenko V.G. Research of cavitation in volumetric pumps. Aviations in the XXI century: the 20 world congress (Kyiv, September, 2019). Kyiv, 2019. P. 10.3.8–10.3.20.

3. Башта О.Т., Романенко В.Г. Випробування олив за допомогою кавітації. Промислова гідравліка і пневматика. 2019.№ 2 (64) С. 57–64.

УДК 621

Поліщук Л.К., д-р техн. наук, професор
ORCID 0000-0002-5916-2413
Свєтлов А.В.
ORCID 0009-0001-0289-6117
Піонткевич О.В., канд. техн. наук, доцент
ORCID 0000-0002-3460-8060
Трегубов В.О.
ORCID 0009-0004-1022-366X
Вінницький національний
технічний університет

ПІДВИЩЕННЯ НАДІЙНОСТІ ГІДРОПРИВОДА ПІДЙОМНО-ТРАНСПОРТНИХ МАШИН ШЛЯХОМ ІНТЕГРАЦІЇ СИСТЕМИ АНТИРЕВЕРСНОГО БЛОКУВАННЯ

Сучасні стрічкові конвеєри, що використовуються в промисловості на дистанціях транспортування до 40 метрів, потребують компактних та надійних приводних рішень [1, 2, 3]. Гідравлічні мотор-барабани є ефективною альтернативою електромеханічним приводам завдяки високій питомій потужності [4, 5, 6]. Однак, критичним недоліком існуючих аналогів та прототипів є недостатня надійність в аварійних ситуаціях (розрив трубопроводів, вихід з ладу насосної станції) [7, 8, 9], що може призвести до неконтрольованого зворотного руху завантаженої стрічки.

Розглянутий прототип [10] адаптивного гідропривода містить систему з двох гідромоторів та насосів, але не забезпечує безумовної зупинки конвеєра при втраті тиску в системі керування. Відсутність механізмів гідравлічного замка безпосередньо біля виконавчих органів створює ризики для безпеки персоналу та цілісності обладнання.

Розроблено удосконалену конструкцію гідропривода підйомно-транспортних машин, де вирішено задачу підвищення надійності шляхом введення в гідравлічну схему основного та додаткового зворотних клапанів.

Ключовою особливістю розробки є топологія розміщення цих клапанів: вони встановлюються своїми виходами максимально близько до вхідних портів основного та додаткового гідромоторів, знаходячись

після пристрою керування. Це дозволяє відсікти гідромотори від решти гідросистеми у разі падіння тиску.

Гідромотори інтегровано всередину корпусу барабана, встановленого на нерухомій осі. Всередині корпусу гідромотори кінематично пов'язані з обичайкою барабана через планетарні передавальні механізми. Гідравлічна схема включає пристрій керування у вигляді двокаскадного гідроапарата. Перший каскад містить підпружинений кульковий клапан зі ступінчастою запірною поверхнею, а другий – підпружинений золотник.

Захисний механізм штатному режимі роботи вільно пропускає робочу рідину під тиском через зворотні клапани до гідромоторів. У випадку аварійної ситуації (наприклад, перевантаження, що перевищує максимальне значення, або пошкодження магістралі), коли тиск подачі зникає або спрацьовує запобіжний клапан, відбувається наступне:

– потік робочої рідини від насосів перенаправляється через запобіжний клапан в бак або витікає через пошкоджений рукав;

– тиск у нагнітальній магістралі не змінюється пропорційно навантаженню;

– під дією навантаження на стрічці конвеєра, гідромотори намагаються обертатися у зворотному напрямку, працюючи в насосному режимі;

– зворотні клапани миттєво закриваються під дією зворотного потоку робочої рідини та пружин;

– робоча рідина немає інших витоків із замкненого об'єму між гідромоторами та зворотними клапанами (відбувається гідравлічне блокування роторів гідромоторів).

Введення основного та додаткового зворотних клапанів у гідролінію живлення безпосередньо перед гідромоторами унеможливлює реверсний рух мотор-барабана після піднімання вантажу та забезпечує безумовну зупинку конвеєра в аварійних режимах. Це суттєво підвищуючи експлуатаційну безпеку підйомно-транспортного обладнання.

Список використаних джерел:

1. Підйомно-транспортні машини. Розрахунки підіймальних і транспортувальних машин: підручник / В.С. Бондарєв, О.І. Дубинець, М.П. Колісник [та ін.]. К.: Вища шк., 2009. 734 с.

2. Поліщук Л.К. Динаміка вмонтованого гідропривода конвеєрів мобільних машин [Текст] : монографія / Л. К. Поліщук. Вінниця: ВНТУ, 2018. 240 с

3. Березюк О.В. Планування багатофакторного експерименту для дослідження вібраційного гідропривода ущільнення твердих побутових відходів / О. В. Березюк // Вібрації в техніці та технологіях. 2009. № 3 (55). С. 92–97.

4. Polishchuk L., Piontkevych O., Svietlov A., Adler O., Lozinsky D. Development and optimization of the control device for the hydraulic drive of the belt conveyor. Informatyka, Automatyka, Pomiary W Gospodarce I Ochronie Środowiska, 15(2), 2025. P. 124–129. https://doi.org/10.35784/iapgos.7051

5. Лозінський Д.О., Піонткевич О. В., Сиротін О. А. Інноваційні підходи до підвищення енергоефективності електрогідравлічних систем. Наукові праці Вінницького національного технічного університету. 2025. Вип. 2. С. 1–8.

6. Polishchuk Leonid, Piontkevych Oleh, Burdeinyi Mykola, Trehubov Vadym Justification for choosing the type of belt conveyor drive. Journal of Mechanical Engineering and Transport. Vinnytsia : VNTU, 2024. № 1 (10). P. 115–122.

7. Піонткевич О.В. Вплив параметрів системи керування гідроприводом мобільної робочої машини на динамічні характеристики. Вісник машинобудування та транспорту. Вінниця: ВНТУ, 2016. 2. – С. 68−76.

8. Березюк О.В. Дослідження динаміки гідропривода робочих органів завантаження твердих побутових відходів у сміттєвози. Вісник Одеської державної академії будівництва та архітектури, Одеса: Зовнішрекламсервіс, 2009. №33. С. 403–406.

9. Поліщук Л.К. Аналіз впливу параметрів системи керування на динамічні процеси гідропривода стрічкового конвеєра / Л. К. Поліщук, О. В. Піонткевич, О. О. Коваль // Промислова гідравліка і пневматика. 2016. № 2(52). С. 37–47.

10. Патент 154451 UA, МПК (2023.01) B65G 23/00, B65G 23/04. Адаптивний гідропривод мотор-барабана [Текст] / Л.К. Поліщук, О.В. Хмара, О.В. Піонткевич (Україна). № u202301723; опубл. 15.11.2023, Бюл. № 46. 8 с.

СЕКЦІЯ 3
ГІДРОДИНАМІЧНІ МАШИНИ ТА ОБЛАДНАННЯ
Голова секції – Воронін С.В., д-р техн. наук, професор

УДК 621.181.7

Андріїшин М.П. , канд. техн. наук
ORCID 0000-0002-4439-3526
Капітанчук К.І., канд. техн. наук
ORCID 0000-0003-3605–0977
С.А. Якимчук
ORCID 0009-0002-0815-2490
Державний університет
«Київський авіаційний інститут»

ВІДЦЕНТРОВИЙ ВЕНТИЛЯ ТОР АНУЛОЇДНОГО ЛІТАЛЬНОГО АПАРАТА З ДИСКОПОДІБНИМ КОРПУСОМ ДЛЯ ВЕРТИКАЛЬНОГО ЗЛЕТУ ТА ПОСАДКИ

Традиційні аеродинамічні схеми літаків забезпечують високу ефективність у горизонтальному польоті, проте вимагають злітно-посадкових смуг значної довжини. Натомість гелікоптери та мультикоптери, що широко застосовуються у сфері міської логістики, моніторингу та рятувальних операцій, мають обмежену швидкість і відносно низький коефіцієнт корисної дії через високу індуктивну складову опору [1].

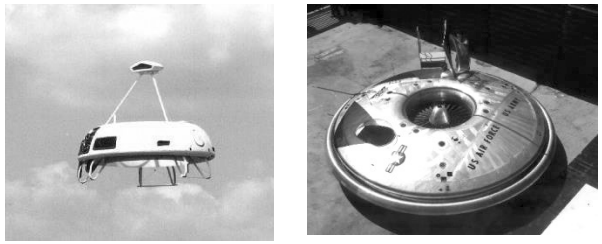


Рисунок 1 – Літальні апарати з дископодібним корпусом Sikorsky Cypher та Avro Canada VZ–9 Avrocar

У сфері безпілотних літальних апаратів (БПЛА) нині активно розвиваються комбіновані схеми: tiltrotor, tiltwing, quadplane, fan-in-wing тощо, які поєднують вертикальний зліт і посадку з ефективним

горизонтальним польотом. Прикладами таких систем є Joby Aviation eVTOL, Lilium Jet, Volocopter, а також військові концепти на зразок Bell V–280 Valor, Sikorsky Cypher, Avro Canada VZ–9 Avrocar, що надано на рисунку 1.

Попри прогрес у галузі електричних силових установок і систем автоматичного керування, більшість сучасних моделей залишається складними з точки зору компоновки та системи управління потоками повітря [2]. У зв'язку з цим актуальним напрямом досліджень є створення літальних апаратів із компактною симетричною формою корпусу, здатних до вертикального зльоту й посадки, що мають стабільну аеродинаміку на різних режимах польоту.

Одним із перспективних рішень є анулоїдний дископодібний апарат, у якому підйомна сила створюється канальним вентилятором, а стабілізація здійснюється за допомогою ефекту Коанда та системи напрямних лопаток для керування. Така схема поєднує переваги замкненого повітряного каналу, ефективної аеродинаміки й потенціал для безпечного використання в міських умовах [3].

Авторами проведено дослідження аеродинамічних характеристик та особливостей конструкції анулоїдного дископодібного літального апарата з вертикальним зльотом і посадкою, у якому підйомна сила створюється відцентровим вентилятором із загнутими назад лопатками (далі – ВВЗНЛ), а стабілізація забезпечується ефектом Коанда за допомогою CFD-моделювання. Такий ВВЗНЛ був спроєктований з використання програмного забезпечення BladeGen. Також було створено CFD-модель робочого колеса з крилом та проведено серію чисельних експериментів із варіюванням параметрів для підвищення точності розрахунків до отримання прийнятної збіжності результатів [4–6].

Основною метою аеродинамічного аналізу було вивчення впливу ефекту Коанда на формування підйомної сили, визначення аеродинамічних характеристик для подальшого аналізу льотної придатності, а також оцінка впливу ключових конструктивних параметрів.

За результатами математичного розрахунку, виконаного в програмному середовищі Ansys, отримано основні аеро-динамічні параметри, надані на рисунку 2 та рисунку 3.

У міру збільшення частоти обертання від 3000 до 4000 об/хв відбувається пропорційне зростання повного тиску, витрати повітря та корисної потужності вентилятора.

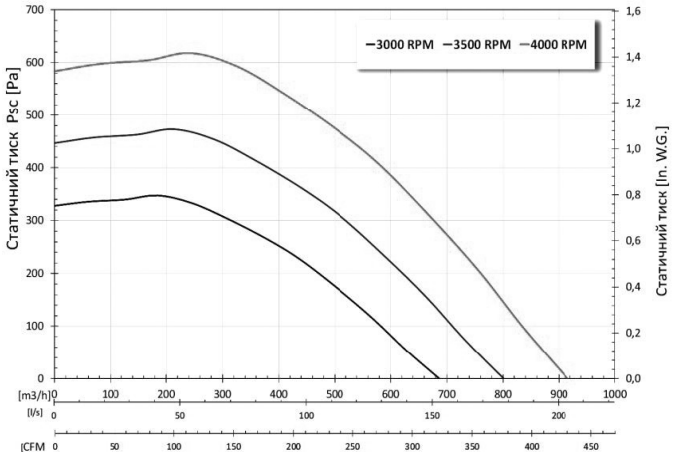


Рисунок 2 – Залежність статичного тиску від витрати повітря при різних числах обертів

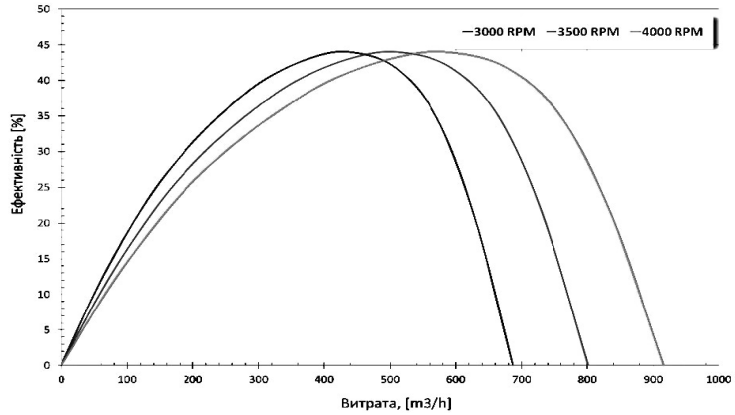


Рисунок 3 – Залежність ефективності від витрати повітря при різних числах обертів

Максимальний статичний тиск досягнуто при 4000 об/хв і становить близько 590 Па, що забезпечує стабільну роботу системи в зоні оптимального ККД близько 43 %, придатну для використання в малогабаритних аеродинамічних установках або легких БПЛА. Результати підтверджують перспективність застосування анулоїдної схеми з ВВЗНЛ для створення компактних апаратів вертикального зльоту з підвищеною стабільністю та енергоефективністю. Подальшу роботу буде спрямовано на оптимізацію геометрії відцентрового вентилятора з метою підвищення його ККД та проведення експериментальної перевірки моделі в лабораторних умовах.

Список використаних джерел:

1. Lei Y. The Aerodynamic Performance of a Novel Overlapping Octocopter in Hover // Aerospace. – 2024. – Vol. 11, No. 9. – P. 737. URL: https://www.mdpi.com/2226–4310/11/9/737

2. Zhao H., Wang B., Shen Y., Zhang Y., Li N., Gao Z. Development of Multimode Flight Transition Strategy for Tilt–Rotor VTOL UAVs. Drones. 2023; 7(9):580. URL: https://www.mdpi.com /2504–446X/7/9/580

3. Jiang Y., Zhang B. CFD Study of a New Annular Lift Fan Configuration with High Lift Efficiency. Aerospace. 2017; 4(1): 13. URL: https://www.mdpi.com/2226–4310/4/1/13

4. Якимчук С.А. Чисельне моделювання та оптимізація аеродинаміки відцентрового вентилятора, XXV Міжнародна науково-практична конференція здобувачів вищої освіти і молодих учених «Політ. Сучасні проблеми науки»., м. Київ, 2025. URL: https://share.google/77ZYKkbZyecKiDczV

5. Капітанчук К.І., Якимчук С.А., CFD-аналіз чисельного моделювання аеродинамічних процесів відцентрового вентилятора, XVII Міжнародна науково-технічна конференція «АВІА-2025». Київ, 2025. URL: https://er.nau.edu.ua/items/ 827ad0c0–bd84–4bf9–85e1–d3c9993c36f2

6. Капітанчук К.І., Якимчук С.А., Моделювання та дослідження ефективності ВВЗНЛ, XXX Міжнародний конгрес двигунобудівників, Авіаційно-космічна техніка і технологія, Харків, 2025 – №4 с. 39–45. URL: http://nti.khai.edu/ojs/index.php/ aktt/article/view/aktt.2025.4sup2.03

УДК 622.691: 622.692

Андрїшин М.П., канд. техн. наук
ORCID 0000-0002-4439-3526
Капітанчук К.І. , канд. техн. наук
ORCID 0000-0003-3605-0977
Шклярук Д.О.
ORCID 0009-0007-6699-9047
Державний університет
«Київський авіаційний інститут»

ВАЛІДАЦІЯ МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ РОБОЧОГО КОЛЕСА НАГНІТАЧА ПРИ ТРАНСПОРТУВАННІ ПРИРОДНОГО ГАЗУ

Відцентрові компресори (далі – ВЦК) широко використовуються в газотранспортних системах (далі – ГТС) для транспортування природного газу магістральними газопроводами (далі – МГ). В умовах енергетичної трансформації та переходу до використання водневих технологій актуальним є питання адаптації існуючого компресорного обладнання до роботи з газоводневими сумішами [1–2].

Проєктування та модернізація ВЦК вимагають застосування математичних моделей, які дозволяють прогнозувати газодинамічні характеристики на етапі проєктування. Валідація таких моделей є надважливою для забезпечення надійності та ефективності компресорного обладнання.

Метою даної роботи є валідація математичної моделі робочого колеса ВЦК шляхом порівняння результатів зведених характеристик нагнітача з результатами CFD-моделювання та встановлення рівня точності математичної моделі.

Валідацію виконано в кілька етапів. Спочатку проведено аналітичні розрахунки зведених характеристик для оцінки очікуваних параметрів роботи нагнітача (тиску на виході, ступеня стискування, необхідної потужності тощо).

Далі побудовано CFD-модель робочого колеса і виконано серію чисельних експериментів зі змінними налаштуваннями, поступово підвищуючи точність моделі до отримання прийнятної збіжності з дослідними даними [3, 4].

За результатами математичного розрахунку, виконаного в програмному середовищі Mathcad, отримано основні газодинамічні параметри, наведені у таблиці 1.

Таблиця 1 – Результати математичного розрахунку

Параметр	Значення
Колова швидкість при виході газу з колеса нагнітача u_2, м/с	222,188
Ступінь стискування ε	1,177
Частота обертання ротора нагнітача, об/хв	4295
Температура газу на виході з нагнітача T_2, К	301,154
Потужність N, кВт	9458
Політропний ККД	0,783

Модель робочого колеса ВЦК створена в модулі BladeGen програмного комплексу ANSYS. Геометрія включає 14 основних лопаток; втулку (hub) та кожух (shroud) з профільованими поверхнями. Розрахункова сітка побудована в модулі TurboGrid з використанням структурованої гексаедральної сітки типу O-grid навколо лопаток. Проведено дослідження незалежності розрахунку від густини сітки з трьома варіантами:

Сітка 1: 138 340 елементів
Сітка 2: 238 546 елементів
Сітка 3: 470 633 елементів

Результати засвідчили, що сітка 2 забезпечує оптимальне співвідношення точності та обчислювальних витрат, при цьому безрозмірна відстань до стінки (y^ + < 1).

Проведено порівняльний аналіз чотирьох моделей турбулентності:

– SST (Shear Stress Transport) двопараметрична модель, що поєднує переваги моделей k-ω та k-ε;

– SST Gamma-Theta модифікація SST з урахуванням переходу ламінарного потоку в турбулентний;

– LRR (Launder-Reece-Rodi) модель напружень Рейнольдса;

– *k-ω* – стандартна двопараметрична модель.

На основі аналізу результатів та порівняння з експериментальними даними для подібних геометрій, модель SST обрана як найбільш придатна для моделювання течії у робочому колесі.

Модель SST демонструє найкращу збіжність з експериментальними даними у діапазоні чисел Маха 0,3...0,6 та забезпечує точне моделювання примежового шару [4, 6].

Порівняння результатів математичного моделювання та CFD-аналізу наведено у таблиці 2.

Таблиця 2 – Результати математичного моделювання

Параметр	Mathcad	ANSYS CFX
Ступінь стискування ε	1,177	1,142
Температура газу на виході з нагнітача T_2, К	301,154	296,34
Політропний ККД	0,783	0,810
Колова швидкість при виході газу з колеса нагнітача u_2, м/с	222,188	222,31

Основні причини розбіжності результатів:

• спрощення в розрахунку зведених характеристик: одновимірний підхід не враховує тривимірні ефекти течії, градієнти параметрів по висоті лопатки та вторинні течії;

• геометричні особливості: CFD-модель враховує реальну профільовану геометрію втулки та кожуха, складну форму лопаток.

• моделі турбулентності: модель SST в ANSYS CFX забезпечує більш точне моделювання турбулентних ефектів порівняно з емпіричними залежностями математичної моделі.

Максимальне відхилення між розрахунками зведених характеристик нагнітача та результатами CFD-моделювання становить 3,3 % для ККД, що знаходиться в межах прийнятної похибки для інженерних розрахунків. Це підтверджує той факт, що модель SST є надійним інструментом для моделювання течії в лопаткових машинах [5, 7] і може використовуватися для прогнозування роботи ВЦК на газоводневих сумішах різного складу, що є критично важливим для адаптації існуючої інфраструктури до вимог енергетичного переходу [8].

Список використаних джерел

1. Основні чинники, що впливають на енергетичну ефективність використання природного газу / М.П. Андріїшин, К.І. Капітанчук, О.М. Чернишенко // Наукоємні технології, №1 (41), 2019. – С. 51–58. DOI: 10.18372/2310–5461.41.13529

2. Визначення ефективності роботи газоперекачувального агрегату компресорної станції за даними її експлуатації / М.П. Андріїшин, К.І. Капітанчук, Н.М. Андріїшин // Наукоємні технології, №1 (49). – 2021. – С. 49–56. URL: https://er.nau. edu.ua/handle/NAU/50467

3. Дослідження впливу газо-водневої суміші на газотермодинамічні параметри роботи газоперекачувального агрегату компресорної станції // М.П. Андріїшин, К.І. Капітанчук, Н.М. Андріїшин Science–Based Technologies. 2023. Vol 57. Issue 1. p77. doi.org/10.18372/2310–5461.57.17447

4. He X., Zhu M., Xia K. et al. Validation and verification of RANS solvers for TUDa–GLR–Open Stage transonic axial compressor. Journal of the Global Power and Propulsion Society. 2023. Vol. 7. P. 13–29. doi: 10.33737/jgpps/158034

5. Menter F.R. Two–Equation Eddy–Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications. AIAA Journal. 1994. Vol. 32, № 8. P. 1598–1605. doi: 10.2514/3.12149

6. Аналіз можливості транспортування газо-водневої суміші через газотранспортну систему / М.П. Андріїшин, К.І. Капітанчук, Д.О. Шклярук // XXIV Міжнар. наук.-тех. конф. АС ПГП «Промислова гідравліка і пневматика», 26–27 грудня 2024 р. Київ: матеріали конференції – Вінниця: «ГЛОБУС-ПРЕС». 2024. С. 53–56. URL: https:// er.nau.edu.ua/handle/NAU/ 66945

7. Андріїшин, М.П. CFD-аналіз чисельного моделювання процесу стиснення газо-водневої суміші в відцентрових компресорах при транспортуванні / М.П. Андріїшин, К.І. Капітанчук, Шклярук Д.О. // Двигуни та енергетичні установки: матеріали XVII Між. наук.-тех. конф. «АВІА–2025», 18–20 квітня 2025 р. / Київ. авіац. ін-т. – Київ, 2025. – С. 6.33–6.37.

8. Аналіз роботи робочого колеса нагнітача при транспортуванні природного газу та газоводневої суміші / К.І. Капітанчук, Д.О. Шклярук // Авіаційно–космічна техніка і технологія. – 2025. – № 1(205). – С. 51–58. doi: 10.32620/ aktt.2025.4sup1.06

УДК 621.22

Андрусяк В.О.
ORCID: 0000-0003-2089-9423
Івченко О. В., канд. техн. наук, доцент
ORCID: 0000-0002-4274-7693
Подлєсний Анатолій Володимирович
ORCID: 0009-0004-1161-0012
Сумський національний аграрний університет
Кондусь В. Ю., канд. техн. наук, доцент
ORCID: 0000-0003-3116-7455
Сумський державний університет

ОСОБЛИВОСТІ ПРОЄКТУВАННЯ ВИСОКООБЕРТОВИХ СВЕРДЛОВИННИХ НАСОСІВ В УМОВАХ ОБМЕЖЕНИХ РАДІАЛЬНИХ ГАБАРИТІВ

Визначальним фактором при проєктуванні занурювального насосного обладнання для водопостачання є жорсткі обмеження радіальних габаритів, що регламентуються нормативними документами [1] та внутрішніми діаметрами обсадних колон свердловин [2].

Існуючі на ринку серійні зразки насосів, для забезпечення необхідного напору в умовах обмеженого діаметра, традиційно виконуються за багатоступеневою схемою зі значною осьовою довжиною. Така архітектура породжує низку конструктивних та експлуатаційних проблем, зокрема зниження жорсткості вала, ускладнення динамічного балансування ротора та підвищення трудомісткості ремонтно-монтажних робіт.

Актуальним напрямом вирішення вищеописаних проблем – є інтенсифікації робочого процесу за рахунок підвищення частоти обертання ротора понад стандартні 3000 об/хв (50 Гц). Це стало економічно доцільним завдяки розвитку та здешевленню силової перетворювальної електроніки (частотних перетворювачів). Подвоєння частоти обертання дозволяє суттєво підвищити напірність кожного ступеня, зменшити їх кількість і, як наслідок, мінімізувати осьові габарити агрегату. Проте радіальні обмеження залишаються незмінними та продовжують лімітувати конструкцію проточної частини.

Проєктування робочих коліс високообертових насосів за класичними методиками [3] показує, що при збереженні коефіцієнта швидкохідності в межах нормальних значень, кінематика потоку суттєво зростають. Критичним параметром стає меридіональна складова швидкості на виході з робочого колеса, оскільки її високі значення вимагають збільшення радіальних розмірів відвідних пристроїв (напрямних апаратів).

Тому, для забезпечення високих енергетичних показників у фіксованих радіальних габаритах свердловини, пріоритетним завданням проєктування є вибір раціональних значень кінематичних характеристик потоку з метою мінімізації меридіональної швидкості в розрахункових перерізах.

Список використаних джерел

1. ДБН В.2.5–74:2013. Водопостачання. Зовнішні мережі та споруди. Основні положення проєктування. – [Чинний від 2014–01–01]. – Київ : Мінрегіон України, 2013. – 172 с. – (Державні будівельні норми України).

2. ДСТУ EN ISO 11960:2019. Нафтова та газова промисловість. Сталеві труби для використання як обсадні або насосно-компресорні колони для свердловин (EN ISO 11960:2014, IDT; ISO 11960:2014, IDT). – [Чинний від 2020–01–01]. – Київ: ДП «УкрНДНЦ», 2019. – 268 с.

3. Rzhebaeva, N.K., Rzhebaev, E.E. Calculation and Designing of Centrifugal Pumps: study guide: Sumy State University, 2016. 205 p. [Online]. Available: https://essuir.sumdu.edu.ua/handle/123456789/44432. Accessed on 20 November 2025

УДК 621.22

Андрусяк В.О.,
ORCID: 0000-0003-2089-9423
Івченко О.В., канд. техн. наук, доцент
ORCID: 0000-0002-4274-7693
Сумський національний аграрний університет
Кондусь В. Ю., канд. техн. наук, доцент
ORCID: 0000-0003-3116-7455
Сумський державний університет

МЕТОДОЛОГІЧНІ АСПЕКТИ ПОБУДОВИ ПАРАМЕТРИЧНОГО РЯДУ ВИСОКООБЕРТОВИХ СВЕРДЛОВИННИХ НАСОСІВ НА ОСНОВІ ТЕОРІЇ ПОДІБНОСТІ

Науково-методичним базисом проєктування номенклатурного ряду сучасного високообертового насосного обладнання виступає комплексне гідродинамічне моделювання [1], фундаментальною основою якого є теорія подібності лопатевих гідромашин [2]. Специфіка розробки занурювальних насосів ускладнюється наявністю жорстких конструктивних обмежень, зумовлених стандартизацією внутрішніх діаметрів обсадних колон свердловин [3]. В умовах, коли радіальний габарит агрегату є лімітованою величиною, класичний підхід до масштабування, що передбачає просте геометричне збільшення діаметра робочих органів для підвищення продуктивності, стає технічно неможливим. Розроблення нової лінійки високообертових агрегатів має ґрунтуватися на аналітичному дослідженні критеріїв гідродинамічної подібності та адаптації їх до умов фіксованих діаметрів.

Ключовим фактором інтенсифікації робочого процесу є впровадження систем керування на базі частотно-регульованої силової електроніки. Це дозволяє трансформувати частоту обертання ротора з константи в незалежну керовану змінну. Згідно із законами теорії подібності, параметри насоса знаходяться у функціональній залежності від кутової швидкості: напір ступеня зростає пропорційно квадрату частоти, подача лінійно. Зазначена закономірність відкриває широкі перспективи для формування уніфікованого параметричного

ряду, для кожного типорозміру свердловини. Практична реалізація перерахунку характеристик базових моделей на підвищені частоти обертання повинна базуватися на забезпеченні умов подібності за двома визначальними критеріями.

Геометрична подібність передбачає існування сталого коефіцієнта лінійної пропорційності між усіма відповідними геометричними розмірами проточної частини модельного та натурного зразка. Це висуває умову суворої відповідності профілів лопатей робочого колеса та каналів напрямного апарату, що дозволяє використовувати уніфіковану гідравлічну геометрію для всієї лінійки насосів в межах необхідних діаметрів обсадних труб.

Кінематична подібність вимагає подібності полів швидкостей у відповідних точках потоку. Це означає, що трикутники швидкостей на вході та виході з робочого колеса залишаються подібними (зберігаються кути атаки та виходу потоку), а відношення модулів швидкостей (колової, відносної та меридіональної) залишається незмінним.

Таким чином, саме забезпечення кінематичної подібності дозволяє аналітично визначити необхідну частоту обертання для кожного дискретного типорозміру обладнання, гарантуючи роботу насоса в зоні оптимального ККД при зміні режимних параметрів. Застосування критеріальних рівнянь подібності дозволяє синтезувати параметричний ряд, який максимально ефективно використовує доступний простір свердловини.

Список використаних джерел

1. Rzhebaeva, N.K., Rzhebaev, E.E. Calculation and Designing of Centrifugal Pumps: study guide: Sumy State University, 2016. 205 p. [Online]. Available: https://essuir.sumdu.edu.ua/handle/123456789/44432. Accessed on 20 November 2024.

2. ДСТУ EN ISO 11960:2019. Нафтова та газова промисловість. Сталеві труби для використання як обсадні або насосно-компресорні колони для свердловин (EN ISO 11960:2014, IDT; ISO 11960:2014, IDT). – [Чинний від 2020-01-01]. – Київ : ДП «УкрНДНЦ», 2019. – 268 с.

3. Mikhaylov, A.K., & Malyushenko, V.V. (1977). Lopastnye nasosy. Teoriya, raschet i konstruirovanie [Vane pumps. Theory, calculation and design]. M: Mashinostroenie.

УДК 629.7.035.5:629.7.014-519

Borysiuk M.
ORCID 0009-0005-3015-5753
State University
"Kyiv Aviation Institute"

STAND FOR TESTING AND CONTROLLING THE OPERATING CHARACTERISTICS OF PROPELLERS OF MINI UNMANNED AERIAL VEHICLES

In recent years, there has been a rapid advancement in the design and production of unmanned aerial vehicles (UAVs), particularly in the segment of mini- and micro-platforms intended for use across various domains, including research tasks, aerial imaging, cargo delivery, environmental monitoring, as well as military operations [1].

One of the primary objectives in the development of propellers for mini-UAVs is obtaining reliable experimental data that enable the assessment of thrust performance and propeller efficiency under real operating conditions, since the aerodynamic characteristics of propellers significantly influence flight efficiency, control stability, and autonomous endurance.

The development of a compact, modular, and cost-effective test bench for single-propeller evaluation of mini- and micro-UAVs is therefore an essential task. The device must allow rapid experimentation with different propeller types while capturing key parameters – thrust, voltage, and current consumption – with high accuracy and stable repeatability. Having reviewed existing test benches for UAV propeller evaluation [2,3,4], a three-dimensional model of the housing was designed, the bench was assembled, and experimental tests were conducted for 7-, 8-, and 10-inch propellers [5].

The development of the proposed test bench was based on methodologies presented in a number of scientific publications, which also addressed issues of measurement accuracy, structural adaptability, and optimization of assembly. A significant advantage of the proposed bench – while maintaining the fundamental principles such as thrust, current, and voltage measurement – is its implementation in a compact and mobile form factor (*Figure* 1). A real-time visualization module was also integrated.

The test results demonstrated high repeatability (up to ±5%) and confirmed that the experimental data align with theoretical dependencies

between thrust, rotational speed, and power consumption. The thrust-RPM characteristics exhibited the typical linear trend with saturation at higher rotational speeds [1], whereas the current-load relationship corresponded to internal resistance models.



Figure 1 – Measurement system of the test bench

The data obtained during the testing process make it possible to perform a comprehensive evaluation of the aerodynamic and energy efficiency of the tested propellers, as well as to analyze the performance characteristics of different size categories under specified operating conditions.

When comparing the characteristics of the tested propellers, several patterns consistent with established blade aerodynamic models of air propellers can be observed. In particular, an increase in propeller diameter leads to higher generated thrust at the same rotational speed, which is explained by the increased effective blade surface area. However, this also results in higher load on the motor.

In this context, the 8-inch propeller demonstrated the optimal thrust-to-power-consumption ratio, especially within the 60–80% range of maximum RPM (*Figure* 2). This provides an advantage when selecting components for lightweight mini-UAVs, where energy efficiency is a critical parameter. Similar conclusions were reported in [1], where the importance of balancing thrust performance and energy consumption during propeller selection was emphasized.

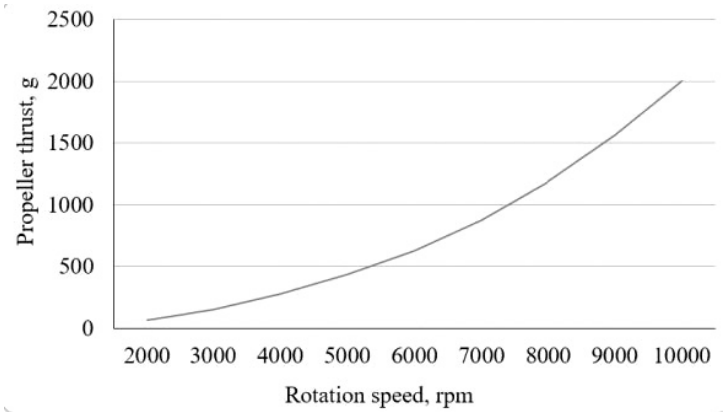


Figure 2 – Optimal dependence of propeller thrust on revolutions per minute

Repeated tests showed that the measurement deviation did not exceed 3–5% for thrust and 2% for electrical parameters [6]. The use of preliminary calibration and the elimination of external influencing factors (such as airflow disturbances from nearby objects and unstable power supply) ensured the required measurement accuracy. These results are comparable to those presented in [4], where measurement deviations also remained within a 5% margin.

The research outcomes and comparative analysis of existing solutions allow us to identify several significant advantages of the proposed test bench over analogous systems described in scientific literature and engineering practice.

One of the key advantages of the bench design is its compactness and portability. All components are mounted on a small base, and the housing is made of lightweight plastic. This makes the setup convenient for transportation and rapid deployment in various environments – from laboratory settings to outdoor field conditions – unlike bulky stationary stands such as the one presented in [1].

The test bench is designed for rapid deployment without the need for complex tools. The components used can be easily configured through open-source software, and calibration does not require specialized professional equipment.

Despite its structural simplicity, the setup provides stable and accurate measurements. Experimental trials confirmed the correct operation of the bench – the obtained dependencies correspond to theoretical models, and deviations between repeated measurements do not exceed 5%. The capability to perform repeated experiments with a high degree of reproducibility makes the bench suitable for scientific applications and engineering design tasks.

The use of readily available components and the possibility of local manufacturing (for example, 3D-printing of the housing) make the proposed test bench a cost-effective solution.

References

1. Avanzini, G.A test-bench for battery-motor-propeller assemblies designed for multirotor vehicles [Text] / G. Avanzini, A. Nisio, A.M.L. Lanzolla, D. Stigliano // IEEE 7th International Workshop on Metrology for AeroSpace (MetroAeroSpace). – 2020.

2. Schmal, J. Development of a UAV Test Stand [Text] / J. Schmal, D.W. Herrin, D. Fernandez Comesana // In Proceedings of Intern-Noise. – 2023.

3. Kosa, P. Experimental Measurement of a UAV Propeller [Text] / P. Kosa, M. Kisev, V. Vacho, V. Toth, M. Olejar, M. Harnicarova, J. Valicek, H. Tozan // Tehnicki vjesnik – Technical Gazette. – 2022. – T. 29, №. 1. – cc. 73-80. (3)

4. Akkoyun, F. An Experimental Study to Investigate the Effect of the Angle of Attack on VToL UAV Propellers [Text] / F. Akkoyun, I. Bogrekci, P. Demircioglu, S. Vardin. // IFAC-PapersOnLine. – 2018. – № 51. – cc. 441–445.

5. Борисюк, В.М. Компактний стенд для тестування одиночних гвинтів міні- та мікро- безпілотних літальних апаратів [Text] / М.В. Борисюк, Я.О. Рудкін // Авіаційно-космічна техніка і технологія. – 2025. – № 4. – cc. 77-84.

6. Lin, X. Propeller flow field simulation analysis and structure optimization of multi-rotor UAV [Text] / X. Lin, J. Yan // Journal of Physics: Conference Series. – 2023. – № 2569.

UDC 629.7.035.7

Volyanska L.,
Kirchu F.,
Yashchuk O.
State University
"Kyiv Aviation Institute"

THE EFFECTIVENESS OF HIGH-ALTITUDE UAV PROPELLERS

Recently, high-altitude unmanned aerial vehicles have been attracting increasing interest due to their undeniable functional capabilities, which in many ways complement or even replace expensive satellite systems, in particular atmospheric research, telecommunications, the Earth surface sensing, and, especially given today's realities, reconnaissance and monitoring of battlefields and borders.

High-altitude UAVs also have undeniable advantages in terms of efficiency and ease of operation, as well as the ability to interact with global satellite systems and, to a certain extent, replace them in crisis situations.

Electric propellers are mainly used as propulsion systems in high-altitude UAVs. Both the altitude and duration of flight depend on the design and aerodynamic quality of the propellers.

At high altitudes, the efficiency of propellers decreases due to low Reynolds number flow conditions. In addition, the propeller design is optimized for maximum cruise efficiency, which makes its operation at low altitudes and during climb problematic.

The biggest problem in designing stratospheric propellers is their excessive diameter, weight, and blade shape.

The problem can be solved by using double-row tandem blades (Figure 1).

This significantly reduces the diameter of the propeller and increases its aerodynamic stability. If a toroidal-spiral tip is used, the rigidity and strength of the structure are increased while reducing tip losses.

Given the thinness of both the blade and the tip, the profiling of the connecting tip is simplified and basically comes down to cutouts in the trailing edge of the connecting tip of a constant thickness (as a rule). In this

case, the profiled cutout is made in the area of the transition of the connecting tip to the blade of the next row (downstream). In the same way, vortex formation is reduced in the sleeve part of the blade, i.e., by a profiled cutout of the trailing edge.

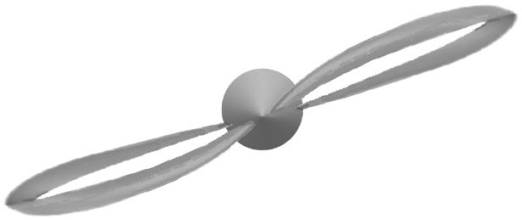


Figure 1 – Blade of a tandem propeller of a high-altitude UAV with a toroidal-spiral connecting tip.

Considering that the surface acoustic power level (SPL) mainly depends on the blade rotation frequency, since it is related to the rotation speed of the blade tip cross-section to the sixth power [1, 2], a significant reduction in the diameter of the propeller will also lead to a reduction in the vortex noise generated by the blade tip.

$$SPL=10\log\frac{kA_b(V_{0,7})^6}{10^{-16}},$$

where: k – the proportionality constant; A_b – the area of the blade; $V_{0,7}$ – velosity at 0,7 radius.

At the same time, based on the altitude of the UAV, this issue is only relevant during takeoff and climb phases.

The performance of the propeller directly depends on the diameter of the propeller [3, 4]. In the case of double-row (tandem) blades, a sharp decrease in the overall diameter of the propeller (compared to a single-row propeller) is compensated by the performance of the second row of blades. In addition, it should be noted that the blades of a single-row propeller are almost completely covered by the flow separation, while in a tandem propeller, the second row operates in a non-separated mode.

The increased level of tip losses caused by the separation of the flow from the tips of the first row blades and the creation of a torus-like tip vortex

is compensated by the profiling of the connecting toroidal-spiral tip. That is, the main advantages of a double-row propeller with a connecting blade tip (reduced diameter, increased strength and stability of the structure) not only compensate for its disadvantages, but also, with the correct profiling of the blade and the connecting toroidal-spiral tip, as well as the mutual arrangement of both rows of the propeller, allow for a significant increase in propeller performance against the backdrop of increased strength and stability of the structure.

From this point of view, counter-rotating propellers with double-row blades connected by toroidal-spiral tips are of considerable interest. Such propellers allow for almost twice the thrust, although the mechanism of interaction between the end vortices of the connected blades requires detailed study.

References

1. Кулик М., Кірчу Ф., Волянська Л., Бабічев І., Єгунько В. Особливості розрахунку та моделювання обтікання несучих та тягових гвинтів літальних апаратів в умовах сильно розрідженої атмосфери [Text] // Авіаційно-космічна техніка і технологія, 2022, № 4 спецвипуск 1(181). – С. 42–48.

2. Xuan-Duc Vu, Anh-Tuan Nguyen, Tuong-Linh Nha, Hoang-Quan Chu, Cong-Truong Dinh. Numerical Aerodynamic and Aeroacoustic Analysis of Toroidal Propeller Designs. Numerical Aerodynamic and Aeroacoustic Analysis of Toroidal Propeller Designs. 2024. pp. 20–33.

3. Кулик М., Кірчу Ф., Волянська Л., Бабічев І. Ефективність тандемних тягових вентиляторів БПЛА з тороїдально-спіральною об'єднуючою закінцівкою лопатей// Авіаційно-космічна техніка і технологія,2025, No 4 спецвипуск 1 (205). – С. 72–76.

4. Бабічев І. Особливості роботи тандемного вентилятора з об'єднуючою тороїдально-спіральною закінцівкою лопатей в обмеженому просторі// Авіаційно-космічна техніка і технологія, 2025, No 4 спецвипуск (204). – С. 23–27.

УДК 621.67-762

Іземенко В.В.,
ORCID 0009-0000-4523-3885
Загорулько А.В., канд. техн. наук
ORCID 0000-0002-6198-4643
Сумський державний університет

АНАЛІЗ МЕТОДІВ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ГЕРМЕТИЧНОСТІ ТА ДИНАМІЧНОЇ СТІЙКОСТІ РОТОРІВ У ЛУНКОВИХ УЩІЛЬНЕННЯХ ВІДЦЕНТРОВИХ МАШИН

Сучасні відцентрові машини, включаючи компресори, турбіни й насоси, функціонують у жорстких умовах високих температур, тиску та частот обертання. Герметизація простору між ротором і статором є критично важливою як для енергоефективності, так і для довговічності агрегатів. Особливу роль у цьому відіграють безконтактні лункові ущільнення, які завдяки своїй конфігурації генерують інтенсивні турбулентні структури, що знижує витрати робочого середовища через зазори. Проте експлуатаційні навантаження призводять до деформацій ущільнювальних елементів, що змінює структуру потоку, розподіл тиску та викликає негативні впливи на ротородинамічну поведінку.

Деформації ущільнювальних кілець і зубців виникають внаслідок термічного розширення, відцентрових сил та механічного зносу. Нерівномірні зазори (наприклад, у вигляді конічної або параболічної деформації) змінюють локальну швидкість і турбулентність потоку, що погіршує ефективність ущільнення. У таких випадках ускладнюється формування зон рециркуляції, що призводить до збільшення витрат [1, 2]. З точки зору роторної динаміки, наявність деформацій ущільнення змінює гідродинамічні сили в зазорі, що впливає на коливальну поведінку ротора. У ряді досліджень було показано, що навіть незначна зміна розподілу тиску в ущільненні здатна викликати зсув резонансних частот [3].

Форма лунок, профіль зубців та параметри перегородок безпосередньо впливають на витратну ефективність. Ступінчасті та стільникові структури формують складні турбулентні зони та збільшують втрату енергії потоку [2, 4]. Розглянуте у роботі [5] ступінчасте лабіринтне ущільнення, яке порівнювалося із лабіринтним

ущільненням класичної прямої форми (висота зуба, ширина зуба та величина зазору залишалися незмінними для обох варіантів) показало на 17,9% кращу здатність зменшувати витоки робочого середовища, ніж класичне пряме ущільнення. Це було встановлено на основі тривимірного моделювання методами обчислювальної гідродинаміки (CFD – computational fluid dynamic). Проте Кванка [6] виявив, що ступінчасте лабіринтне ущільнення має гірші ротородинамічні характеристики, ніж пряме ущільнення. Пізніше Кванка [7] використав процедуру ротородинамічного аналізу для тестування різних методів покращення стійкості ущільнень. Вихрові гальма на вході в ущільнення показали свою високу ефективність, тоді як використання стільникового типу структури створювало більше силове збудження роторної системи. Також ефективним рішенням є застосування додаткових стінок (ребер), які формують додаткові турбулентні та рециркуляційні зони і знижують витоки робочого середовища, тобто підвищують загальну герметичність системи. Лабіринтне ущільнення з додатковими ребрами показало значно менший показник коефіцієнту потоку. Зменшення становило від 21,5% до 42,6% у порівнянні з традиційним лабіринтним ущільненням [2].

Сучасні підходи при розрахункових дослідженнях ущільнень базуються на поєднанні CFD-аналізу для течії і скінченно-елементного аналізу FEA (finite element analysis) для врахування деформацій. Взаємозв'язок таких підходів дозволяє враховувати складні умови роботи ущільнень, включаючи змінення тиску, температури, та геометрії зазору. Моделі, які основані на аналізі взаємодії між рідкою і твердою структурами FSI (fluid-structure interaction) надають змогу прогнозувати поведінку ущільнення з урахуванням пружних і теплових деформацій. Це надзвичайно важливо для високошвидкісних роторів, де динаміка течії тісно пов'язана з жорсткістю конструкції.

Отже, треба зазначити, що деформація ущільнювальних елементів має критичний вплив на герметичність і ротородинамічну стійкість. Застосування числового моделювання (CFD+FEA) дозволяє детально дослідити вплив геометрії та умов експлуатації на ефективність ущільнень. А оптимізація конструкцій лункових ущільнень – перспективний напрямок підвищення герметичності та динамічної стійкості відцентрових машин. При цьому, системний підхід до вибору

конфігурацій ущільнень дозволяє зменшити енергетичні втрати, підвищити ККД відцентрових машин і знизити ризики нестійкості роторів.

Список використаних джерел

1. Nonuniform Clearance Effects on Pressure Distribution and Leakage Flow in the Straight-through Labyrinth Seals / Y. Shi et al. International Journal of Aerospace Engineering. 2022. Vol. 2022. P. 1–22. URL: https://doi.org/10.1155/2022/9684007.

2. A Study on the Leakage Characteristics of a Stepped Labyrinth Seal with a Ribbed Casing / Hur M.-S., Moon S.-W., Kim T.-S. Energies. 2021. Vol. 14, № 13. P. 3719. URL: https://doi.org/10.3390/en14133719.

3.The effect of clearance variation on the aeroelastic stability of labyrinth seal / Y. Zheng et al. Physics of Fluids. 2025. Vol. 37, № 1. URL: https://doi.org/10.1063/5.0246411.

4. Mass Flow Function Correlation for Solid and Honeycomb Land Labyrinth Seals including Fin Front Angle, Clearance, Fin Number and Honeycomb Geometry / H. J. Kim et al. Machines. 2023. Vol. 11, № 9. P. 880. URL: https://doi.org/10.3390/machines11090880.

5. Optimizing the Geometric Parameters of a Stepped Labyrinth Seal to Minimize the Discharge Coefficient. / Chun Y.H., Ahn J. Processes. 2022. Vol. 10, № 10. P. 2019. URL: https://doi.org/10.3390/pr10102019.

6. Dynamic Coefficients of Stepped Labyrinth Gas Seals. / Kwanka K. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power. 2000. Vol. 122, №. 3. P. 473–477. URL: https://doi.org/10.1115/1.1287033.

7. Improving the stability of labyrinth gas seals. / Kwanka K. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power. 2001. Vol. 123, № 2. P. 383–387. URL: https://doi.org/10.1115/1.1359772

УДК: 621.65:532.52

Куліков О.А., PhD
ORCID 0000-0001-7222-8766
Івченко О. В., канд. техн. наук, доцент
ORCID 0000-0002-4274-7693
Ратушний О.В., канд. техн. наук, доцент
ORCID 0000-0002-3525-0953
Сумський державний університет

ПОРІВНЯЛЬНИЙ АНАЛІЗ КОНТРРОТОРНИХ СТУПЕНІВ З РІЗНОЮ КОНСТРУКЦІЄЮ КОНТРРОТОРНОГО ДИСКА ТА ВІДВІДНОГО ПРИСТРОЮ

У сучасних дослідженнях насосного обладнання контрроторні ступені розглядаються як ефективне рішення для підвищення напірних характеристик з одночасним зменшенням масогабаритних показників. Проте вплив конструкції контрроторного диска і типу відвідного пристрою на роботу таких ступенів залишається складною науковою проблемою. Метою дослідження було порівняння двох контрроторних ступенів, що мали однакове робоче колесо, але різну конструкцію контрроторного диска і напрямок виходу рідини.

Перший ступінь мав вихід рідини вздовж осі обертання. Він характеризувалася такими параметрами: напір $H = 468$ м, споживана потужність $N = 288$ кВт, подача $Q = 180$ м³/год, коефіцієнт корисної дії $\eta = 0{,}79$. Другий ступінь мав вихід рідини перпендикулярно осі обертання. Там отримано такі показники: $H = 373$ м, $N = 301$ кВт, $Q = 223$ м³/год, $\eta = 0{,}75$. Таким чином, початкові характеристики свідчили, що перший ступінь має вищий напір і кращу енергетичну ефективність, тоді як другий забезпечувала більшу подачу. Слід зазначити, що габаритні розміри ступенів, такі як: діаметр виходу з робочого колеса D_2 та діаметр виходу з контрроторного диску D_4 мали однакове значення.

На наступному етапі дослідження для кожного ступеня було розраховано та спроєктовано відвідний пристрій. Для першого ступеня конструктивні особливості не дозволили використати спіральний відвід, через що застосували кільцевий відвідний пристрій. У результаті цього рішення гідравлічні втрати збільшилися, і характеристики

погіршилися: H = 366 м, N = 321 кВт, Q = 215 м³/год, η = 0,67. Напір зменшився приблизно на 22 %, а коефіцієнт корисної дії знизився на 15 %. Для другого ступеня вдалося реалізувати спіральний відвідний пристрій, який забезпечив більш рівномірний розподіл потоку та зниження втрат. Отримані характеристики при цьому становили: Q = 252 м³/год, H = 327 м, η = 0,70. Напір зменшився на 12 %, а ККД на 7 %, що підтверджує вищу ефективність спірального відвідного пристрою.

Порівняльний аналіз підтвердив, що хоча початково ступінь із осьовим виходом рідини мав вищі показники напору й ефективності, додавання кільцевого відвідного пристрою призвело до істотного зниження параметрів. Натомість ступінь із перпендикулярним виходом, де було застосовано спіральний відвід, показала менше падіння характеристик [1]. Отже, результати дослідження свідчать, що конструкція відвідного пристрою є одним із визначальних чинників ефективності контрроторних ступенів, що додатково підтвердило положення [1]. Хоча осьова схема виходу рідини потенційно забезпечує більший напір через збільшення довжини лопатей, практична реалізація з кільцевим відводом істотно обмежує її переваги. Оптимальним рішенням виявилася схема з перпендикулярним виходом і спіральним відвідним пристроєм, яка забезпечує найкраще співвідношення між енергоспоживанням і гідравлічними характеристиками.

Таким чином, підтверджено, що правильний вибір конструкції контрроторного диска та типу відвідного пристрою має вирішальний вплив на продуктивність контрроторного насоса, і саме спіральна конфігурація є найбільш перспективною для подальшого вдосконалення подібних систем.

Список використаних джерел

1. Ржебаєва Н.К., Ржебаєв Е.Є. Розрахунок та конструювання відцентрових насосів: навчальний посібник. – Суми: Видавництво СумДУ, 2009. – 132 с.

УДК: 621.65:532.52

Куліков О.А.
ORCID 0000-0001-7222-8766
Івченко О.В., канд. техн. наук, доцент
ORCID 0000-0002-4274-7693
Ратушний О.В., канд. техн. наук, доцент
ORCID 0000-0002-3525-0953
Сумський державний університет

ДОСЛІДЖЕННЯ КОНТРРОТОРНОГО НАСОСА ТА ПІДТВЕРДЖЕННЯ ТЕОРІЇ ПОДІБНОСТІ ПРИ ЗМІНІ ЧАСТОТИ ОБЕРТАННЯ

У сучасному насособудуванні контрроторні ступені є перспективним напрямом, однак їх робота досі залишається недостатньо дослідженою. Проблематика полягає в тому, що, незважаючи на активне використання насосів у енергетиці, гідротехніці та промисловості, принцип дії контрроторного насоса у якому два робочі органа обертаються назустріч одне одному залишається не до кінця зрозумілим з точки зору гідродинамічних процесів. Це пов'язано з надзвичайною складністю проточної частини та наявністю зустрічних потоків, які створюють складну взаємодію вихорів і зон турбулентності.

Для проєктування контрроторної ступені необхідно враховувати зміну режимів роботи при різних частотах обертання. З цією метою було проведено розрахунки для п'яти різних частот – 500, 1500, 3000, 6000 і 9000 об/хв. Для кожного режиму побудовано характеристики, що відображають залежність напору, подачі та енергетичних параметрів від швидкості обертання. На основі цих характеристик визначено точки максимальної енергоефективності, які згодом були використані для побудови об'єднаної, характеристики.

Результати показали, що при збільшенні частоти обертання подача змінюється пропорційно (1), що повністю узгоджується з теорією подібності гідравлічних машин. При цьому напір (2) і потужність (3) підкоряються законам подібності, що описуються відповідними формулами [1].

$$H_н = H_м \lambda^2 (n_н/n_м)^2, \quad (1)$$

$$Q_н = Q_м \lambda^3 (n_н/n_м), \quad (2)$$

$$N_н = N_м \lambda^5 (n_н/n_м)^3 \ \rho_н/\rho_м . \quad (3)$$

Така відповідність підтверджує коректність як математичної моделі, так і самої методики аналізу контрроторного насоса.

Однак під час експериментальних і розрахункових досліджень було виявлено важливі особливості роботи системи. При низькій частоті обертання, близько 500 об/хв, у проточній частині насоса виникають зворотні течії. Це свідчить про нестабільність потоку та втрату частини енергії через рециркуляцію. При високих частотах – 6000 об/хв і вище спостерігається різке зростання потужності до значень у межах мегават.

Отже, отримані результати підтверджують дію законів подібності для контрроторних насосів у всьому діапазоні частот обертання. Побудована узагальнена характеристика наочно демонструє, що зміни подачі, напору та потужності повністю відповідають теоретичним співвідношенням. Таким чином, можна зробити висновок, що робота контрроторного насоса повністю підпорядковується теорії подібності.

Загалом, проведене дослідження відкриває нові можливості для подальшої оптимізації контрроторних насосів. Подальше вивчення впливу регулювання частоти обертання окремого робочого органу може дозволити не лише підвищити ефективність агрегату, а й розширити сферу його застосування.

Список використаних джерел

1. Ржебаєва Н.К., Ржебаєв Е.Є. Розрахунок та конструювання відцентрових насосів: навчальний посібник. – Суми: Видавництво СумДУ, 2009. – 132 с.

УДК 621.67.01

Луговий О.Л.
ORCID: 0009-0007-0349-2230
Гусак О.Г., канд.техн. наук, професор
ORCID: 0000-0003-4372-5776
Сумський державний університет

БАЛАНС ЕНЕРГІЇ У КОМБІНОВАНОМУ ВІДВОДІ

Важливим кроком при проєктуванні комбінованого відводу є оцінка гідравлічних втрат. В цілому оцінку втрат в статорному елементі проточної частини відцентрового насоса можна виконати за виразом [1]:

$$\Delta h = \xi \frac{^2}{2g}, \quad (1)$$

де ξ – коефіцієнт втрат, V – швидкість потоку у характерному перерізі відводу.

Враховуючи те, що структура течії в елементах комбінованого відводу не однакова, для оцінки втрат розділимо проточну частину на характерні ділянки. Тоді сумарні втрати в комбінованому відводі складаються із суми втрат на характерних ділянках:

$$\sum \Delta h = \Delta h_{сп} + \Delta h_д + \Delta h_{вк} + \Delta h_к + \Delta h_{нп} \quad (2)$$

де $\Delta h_{сп}$ – втрати у спіральній частині напрямного апарата; $\Delta h_д$ – втрати у дифузорних каналах; $\Delta h_{вк}$ – втрати на вході до кільцевої камери; $\Delta h_к$ – втрати в кільцевій камері; $\Delta h_{нп}$ – втрати у напірному патрубку.

Оцінка втрат у спіральній частині напрямного апарата та у дифузорних каналах була виконана в роботі [2]. Для оцінки втрат у напірному патрубку з належною точністю можна використати діаграми Ідельчика [3].

Найбільш складним є визначення втрат на вході до кільцевої камери та втрат у самій кільцевій камері. Для можливості створення математичної моделі втрат на цих ділянках необхідно дослідити особливості течії на цих ділянках.

Течія рідини у кільцевій камері супроводжується турбулентною взаємодією потоку, який поступає з каналів напрямного апарата та потоком який рухається в камері. Внаслідок обміну імпульсом виникають додаткові втрати. Окрім того, потік в кільцевій камері

завдяки наявності напірного патрубка проходить не повне коло, а створює так звану застійну зону (рисунок 1). Вплив геометрії та розмірів напірної камери впливає на швидкість потоку в ній [4, 5, 6]. Це також впливає на обмін імпульсами і втрати на змішування потоків.

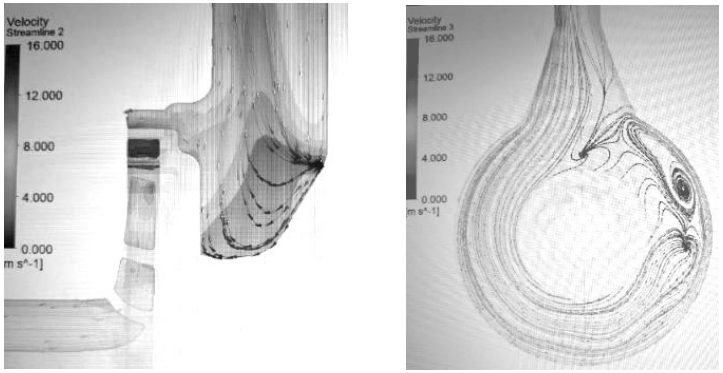


Рисунок 1 – Структура течії в комбінованому відводі

Огляд літератури дозволяє зробити висновок, що аналіз робочого процесу в комбінованому відводі можна виконати за допомогою постановки чисельного дослідження, яке виконується шляхом рішення системи рівнянь Рейнольдса з рівнянням нерозривності на розрахунковій сітці [2, 3, 4]. Порівняння результатів дослідження течії у комбінованих відводах з результатами фізичних досліджень, проведені різними авторами, показує на хороше співпадіння результатів.

Список використаних джерел

1. J.F. Gulich. Centrifugal Pumps / J.F. Gulich. – Fourth edition. – Springer Nature Switzerland AG, 2020 – 1264 p.

2. Лугова С.О. Гідродинамічні особливості проєктування змінних проточних частин при створенні уніфікованого ряду відцентрових насосів: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : спец. 05.05.17 «Гідравлічні машини та гідропневмоагрегати» / С.О. Лугова. – Суми, 2009. – 20 с.

3. Ідельчик І.Є. Довідник з гідравлічних опорів / І.Є. Ідельчик. – М.: Машинобудування, 1975. – 560 с.

4. Xiaorui Cheng. Investigation on matching characteristics of nuclear main pump guide vanes and annular casing / Xiaorui Cheng, Peng Wang, Shuyan Zhang. – Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering (2019) 41:353

5. Xiaorui Cheng. Sensitivity analysis of nuclear main pump annular casing tongue blend / Xiaorui Cheng, Wenrui Bao, Li Fu, Xiaoting Ye. – Advances in Mechanical Engineering 2017, Vol. 9(7) 1–9.

6. Wang, K.; Jing, Y.C.; He, X.H.; Liu, H.L. Efficiency Improvement and Evaluation of a Centrifugal Pump with Vaned Diffuser. Adv. Mech. Eng. 2019, Vol. 11(3), 1–12.

УДК 621.438.2

Мелейчук О.С.
ORCID 0009-0003-2637-0106
Ванєєв С.М., канд. техн. наук, доцент
ORCID 0000-0002-8205-0209
Сумський державний університет

ВИЗНАЧЕННЯ ОСНОВНИХ ХАРАКТЕРИСТИК СТРУМИННО-РЕАКТИВНОЇ ТУРБІНИ ЗА ДОПОМОГОЮ ПРОГРАМНОГО КОМПЛЕКСУ ANSYS CFX

В умовах постійних атак країни-агресора на об’єкти критичної інфраструктури створюється дефіцит електропостачання як для промислових виробників, так і для населення України. Для подолання цієї кризи необхідно провести трансформацію енергетичних систем: здійснити децентралізацію та підвищити ефективність, надійність та екологічність вже існуючих систем. Це стало підставою для розробки Національного енергетичного та кліматичного плану на 2025–2030 рр., який передбачає поступове скорочення використання природного газу, вугілля та іншого твердого викопного палива [1].

Відтак усі ці фактори підштовхують до пошуку альтернативних технічних рішень. Велика кількість технологічних процесів, що протікають в енергетиці, хімічній та харчовій промисловості, потребують дроселювання робочої речовини (гази, водяна пара) до робочих параметрів. Під час такого процесу велика кількість енергії

стиснутих газів чи пари втрачається без можливості її перетворення в механічну енергію, а потім – на електричну енергію.

Перспективним технічнім рішенням для перетворення енергії стиснутих газів/пари є використання турбогенераторних агрегатів на основі струминно-реактивних турбін (СРТ). Цей тип обладнання знайшов застосування в енергетиці. Зокрема, на базі ТОВ "УКРНАФТОЗАПЧАСТИНА" (м. Суми) було розроблено та виготовлено паровий турбогенераторний агрегат ПТГА-СРТ-475-24/0,5 та дослідно-промисловий експериментальний стенд, який змонтовано на базі ПАТ "СУМИХІМПРОМ" (м. Суми).

Цей агрегат призначений для вироблення електроенергії шляхом перетворення потенційної енергії тиску пари під час її розширення в СРТ у механічну роботу на валу генератора, та, відповідно – в електричну енергію. Агрегат ПТГА-СРТ-475-24/0,5 за конструктивним виконанням складається з двох паралельно встановлених СРТ потужністю до 250 кВт, які працюють на один електрогенератор потужністю 475 кВт (400 В, 50 Гц) через одноступінчастий зубчастий редуктор

Було успішно проведені експериментальні випробування установки, під час яких було досягнуто електричну потужність 404 кВт при швидкості обертання ротора турбін 25000 об/хв [2].

Проте для швидкого та всебічного дослідження фізичних процесів, що відбуваються всередині проточної частини СРТ, експериментальне дослідження малоефективне. Для даних цілей було використано сучасний програмний комплекс ANSYS CFX. У даній роботі виконано чисельне моделювання СРТ за допомогою даного програмного комплексу та представлено результати порівняння з результатами експериментальних та теоретичних даних.

Для чисельного розрахунку застосовувались наступні граничні умови: повний тиск на вході дорівнював 224 МПа; повна температура на вході 275,5°С; статичний тиск на виході 0 Па; частота обертання ротора 0–25000 об/хв.

В результаті розрахунку отримані на побудовані наступні графічні залежності: залежність крутного моменту на валу СРТ від частоти обертання ротора (рисунок 1); залежність потужності на валу СРТ від частоти обертання ротора (рисунок 2); залежність масових витрат від частоти обертання ротора (рисунок 3).

Отримані результати чисельних розрахунків показали невелику розбіжність з експериментальними результатами: розбіжність у визначені потужності та моменту на валу СРТ становить 1,6 %, а розбіжність визначення масової витрати пари на вході в турбіну – 1,34%. СРТ є перспективним напрямком для створення енергоефективних турбогенераторів малої потужності.

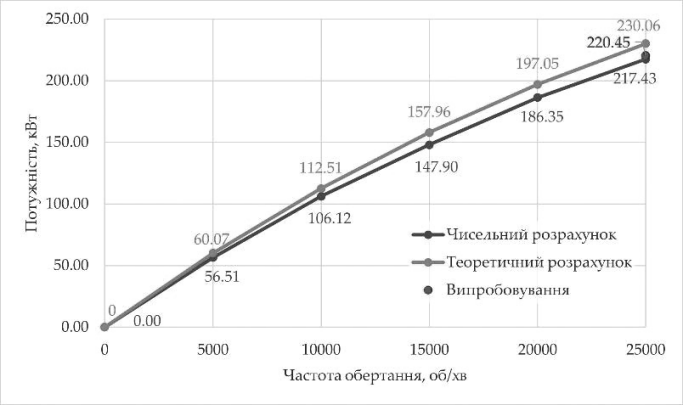


Рисунок 1 – Графік залежності потужності на валу СРТ від частоти обертання ротора СРТ

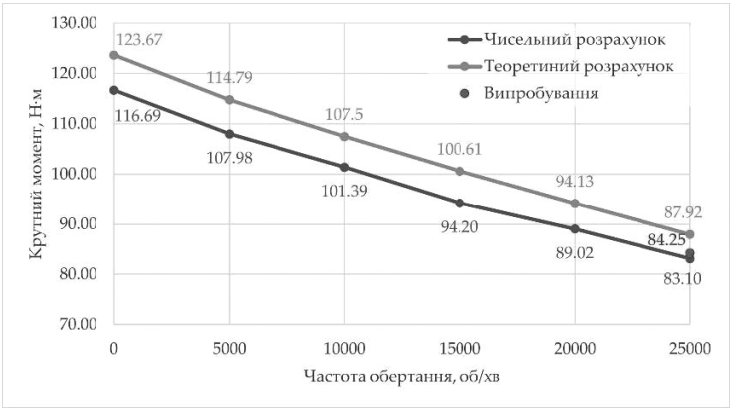


Рисунок 2 – Графік залежності крутного моменту на валу СРТ від частоти обертання ротора СРТ



Рисунок 3 – Графік залежності масових витрат СРТ від частоти обертання ротора СРТ

Результати дослідження підтверджують можливість та перспективність використання цього типу агрегатів для децентралізації енергопостачання та утилізації вторинних енергетичних ресурсів, що сприяє підвищенню енергетичної безпеки. Також результати дослідження відкривають шлях для подальшої оптимізації конструкції, дослідженню використання інших робочих речовим (різних типів газів), що, у свою чергу, дозволить інтегрувати цей тип обладнання в ширшу та різноманітнішу кількість технологічних процесів і, відповідно, на більшу кількість підприємств.

Список використаних джерел

1. Кабінет Міністрів України. Про схвалення Національного плану з енергетики та клімату на період до 2030 року: Розпорядження Кабінету Міністрів України № 587-2024-р від 25 червня 2024 р. – Електронний ресурс. – Режим доступу: https://zakon.rada.gov.ua/laws/main/587-2024-%D1%80?utm#Text

2. Meleychuk O.S., Vaneev S.M., Koroliov S.K., Miroshnichenko O., Pavlenko I., Ochowiak M., Włodarczak S., Krupińska A., Kruszelnicka I. CFD analysis of steam jet-reactive turbines for sustainable energy: the critical role of boundary conditions. Journal of Engineering Sciences, vol. 12, no. 2, pp. F22–F31, 2025. DOI: 10.21272/jes.2025.12(2).f3.

УДК 621.67

Муштай М.В.
ORCID: 0009-0006-3102-2351
Кондусь В.Ю., канд. техн. наук, доцент
ORCID: 0000-0003-3116-7455
Сумський державний університет

ПІДВИЩЕННЯ НАДІЙНОСТІ ТА ЗМЕНШЕННЯ ЗАСМІЧЕННЯ НАСОСІВ ЗА РАХУНОК НЕСТАЦІОНАРНИХ ПУЛЬСАЦІЙ ТИСКУ У МІЖЛОПАТЕВИХ КАНАЛАХ

Сучасні вимоги до енергетичної ефективності та надійності насосного обладнання для систем водовідведення та перекачування забруднених рідин актуалізують створення вільновихрових насосів із вбудованими механізмами самоочищення. Для комунальних підприємств України, особливо в умовах зношених мереж та високої частки твердих і волокнистих включень у стічних водах, традиційні конструкції робочих коліс схильні до забивання, що призводить до падіння ККД, частих простоїв та зростання експлуатаційних витрат.

Результати досліджень, наведених у роботі V. Kondus та співавт. (2024), показують можливість реалізації ефекту самоочищення у вільновихрових (torque-flow) насосах за рахунок цілеспрямованої зміни структури течії в міжлопатевих каналах колеса. Ключовим є відхід від ідеалізованої картини руху робочої рідини за теорією Ейлера та урахування реального нерівномірного розподілу відносної швидкості й абсолютного тиску вздовж каналу. Показано, що при нерівномірному розташуванні лопатей, з формуванням розширених міжлопаткових каналів, у вільній камері насоса виникають виражені пульсації повного тиску.

Такі пульсації спричиняють періодичну зміну локальних гідродинамічних сил, які діють на волокнисті домішки та інші елементи, схильні до намотування на лопаті.

Утворювані нестаціонарні зони підвищеного та зниженого тиску заважають «заклинюванню» включень у міжлопатевому просторі, сприяють їх зриванню з кромок лопатей і перенесенню в основний потік.

Самоочищення забезпечується не додатковими механічними елементами, а раціональною організацією течії та геометрією робочого колеса.

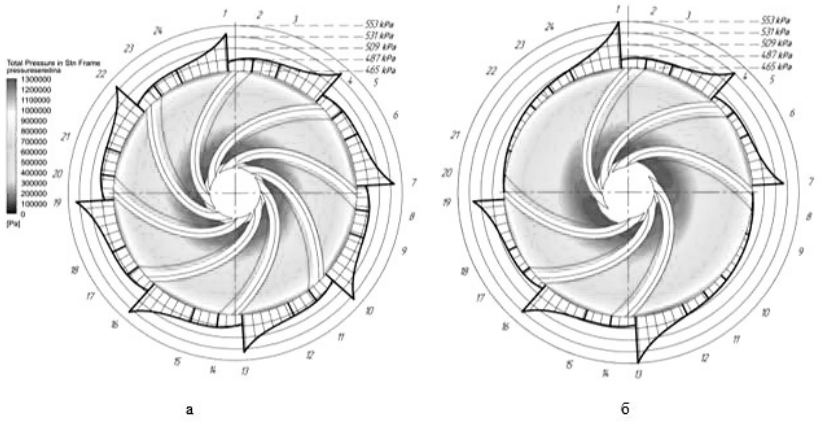


Рисунок 1 – розподіл тиску у робочому колесі з рівномірним (а) і нерівномірним (б) розподілом лопатей посередині міжлопатевого каналу робочого колеса

Передбачається, що інтеграція цього механізму у конструкцію насосів сухої установки для комунальної галузі зменшить кількість зупинок через засмічення, стабілізує ККД, знизить витрати на обслуговування та підвищить ресурс агрегатів.

Список використаних джерел

1. Development of a Self-Cleaning Mechanism for Torque-Flow Pumps / V. Kondus et al. Journal of engineering sciences. 2024. Vol. 11, no. 2. P. F17–F26. URL: https://doi.org/10.21272/jes.2024.11(2).f3 .

УДК 621.225.001.4

Панченко А.І,, д-р техн. наук
ORCID 0000-0002-1230-1463
Волошина А.А., д-р техн. наук
ORCID 0000-0003-4052-2674
Панченко І.А.
ORCID 0000-0003-2150-4278
Лупинос Г.В.
Таврійський державний агротехнологічний університет
імені Дмитра Моторного
Волошин А.А.
ORCID 0009-0004-3850-7613
ВСП «Мелітопольський коледж ТДАТУ»

ВПЛИВ ГЕОМЕТРИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ РОЗПОДІЛЬНИХ ВІКОН НА ВИХІДНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПЛАНЕТАРНИХ ГІДРОМОТОРІВ

У гідроприводах мехатронних систем найчастіше застосовуються планетарні гідромашини [1, 2]. Під планетарними гідромашинами маються на увазі гідромашини, що працюють за принципом планетарного редуктора, аналогічні орбітальним, героторним, героллерним [3–5]. Основним вузлом, що обумовлює працездатність планетарних гідромашин є розподільна система [6]. У зв'язку з цим, проведення досліджень, пов'язаних з підвищенням технологічності виготовлення елементів розподільних систем є актуальним завданням, спрямованим на покращення вихідних характеристик планетарних гідромашин.

Для покращення вихідних характеристик планетарного гідромотора шляхом підвищення технологічності виготовлення елементів його розподільної системи необхідно обґрунтувати вихідні дані та початкові умови для моделювання її роботи розподільної системи планетарного гідромотора та дослідити взаємозв'язок геометричних параметрів розподільної системи з вихідними характеристиками планетарного гідромотора.

Взаємозв'язок геометричних параметрів розподільної системи та вихідних характеристик планетарного гідромотора досліджена на ПЕОМ за допомогою пакета імітаційного моделювання Vissim.

При моделюванні роботи розподільної системи приймаємо наступні вихідні дані та початкові умови:

- коефіцієнти кінематичної і динамічної в'язкості постійні;
- модуль пружності робочої рідини постійний;
- коефіцієнт динамічної в'язкості дорівнює $\mu' = 0{,}267 \cdot 10^{-7}$ МПа·c;
- тиск на вході (тиск нагнітання) дорівнює $p_{вх} = 16$ МПа;
- тиск на виході (тиск зливу) дорівнює $p_{вих} = 0$ МПа;
- кутова швидкість вала гідромотора дорівнює $\omega = 68\ c^{-1}$;
- геометричні параметри вікон рухомого і нерухомого розподільників однакові;
- радіус розташування розподільних вікон дорівнює $R = 36$ мм.

Залежно від конструктивних особливостей планетарних гідромоторів застосовуються різноманітні кінематичні схеми розподільних систем [6]. На рисунку 1 показано зміну площі прохідного перетину в залежності від кінематичної схеми за час, відповідний одному циклу.

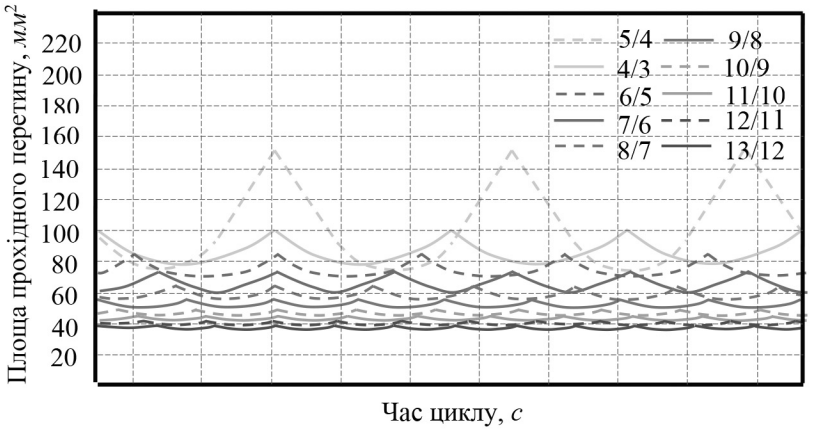


Рисунок 1 – Зміна площі прохідного перетину розподільної системи з круглими вікнами в залежності від кінематичної схеми без використання додаткових розвантажувальних вікон

Аналіз зміни площі прохідного перетину в залежності від кінематичної схеми засвідчує, що зі збільшенням кількості робочих вікон рухомого розподільника площа прохідного перетину зменшується

від 115 мм² до 37,5 мм² (кінематичні схеми 4/3 і 13/12, відповідно). При цьому амплітуда коливань площі також значно знижується від 75 мм² до 3 мм² (кінематичні схеми 4/3 і 13/12, відповідно). Кількість піків кожної досліджуваної кривої (рисунок 4) відповідає кількості робочих вікон рухомого розподільника певної кінематичної схеми.

Відомо [6], що збільшення площі прохідного перетину розподільної системи можна забезпечити шляхом використання розвантажувальних вікон рухомого розподільника в якості додаткових робочих вікон. При цьому можна зменшити амплітуду коливань площі шляхом кутового зміщення робочих вікон рухомого розподільника.

Зміна площі прохідного перетину розподільної системи з використанням розвантажувальних вікон рухомого розподільника в залежності від кінематичної схеми показано на рисунках 2–4.

Аналіз зміни площі прохідного перетину розподільної системи в залежності від кінематичної схеми з використанням двох додаткових розвантажувальних вікон рухомого розподільника (рисунок 2) показує, що така модернізація розподільної системи прийнятна для усіх кінематичних схем. Використання двох розвантажувальних вікон рухомого розподільника дозволяє збільшити площу прохідного перетину від 14% до 30%. При цьому амплітуда коливань площі для кінематичних схем 4/3, 7/6, 8/7, 11/10, 12/11 і 13/12 знижується практично у два рази. Для кінематичних схем 6/5 і 10/9 амплітуда коливань площі не змінюється, а для схем 5/4 і 9/8 – зростає на 8% і 25%, відповідно.

Аналіз зміни площі прохідного перетину розподільної системи в залежності від кінематичної схеми з використанням трьох додаткових розвантажувальних вікон рухомого розподільника (рисунок 3) показує, що така модернізація розподільної системи прийнятна тільки для кінематичних схем 7/6 і 13/12. Використання трьох додаткових розвантажувальних вікон дозволяє збільшити площу прохідного перетину на 33% і знизити амплітуду коливань площі у 2 рази – для кінематичної схеми 7/6. Для кінематичної схеми 13/12 при використанні трьох додаткових розвантажувальних вікон площа збільшується на 20%, а коливання площі практично відсутні (амплітуда коливань дорівнює 1 мм²).

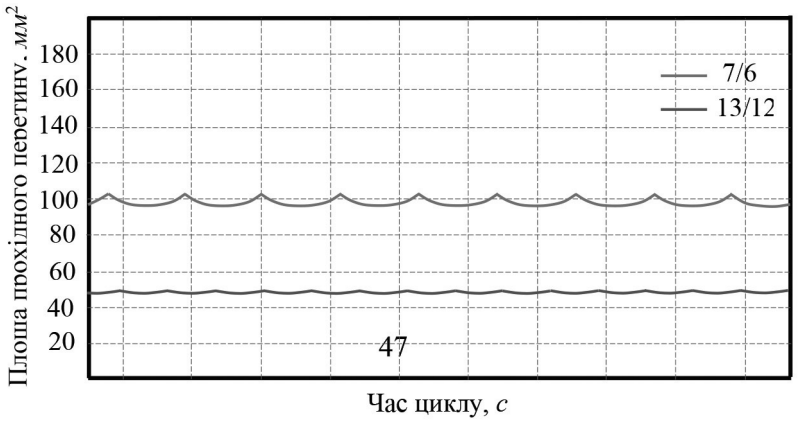


Рисунок 2 – Зміна площі прохідного перетину розподільної системи з круглими вікнами в залежності від кінематичної схеми з використанням двох додаткових розвантажувальних вікон рухомого розподільника

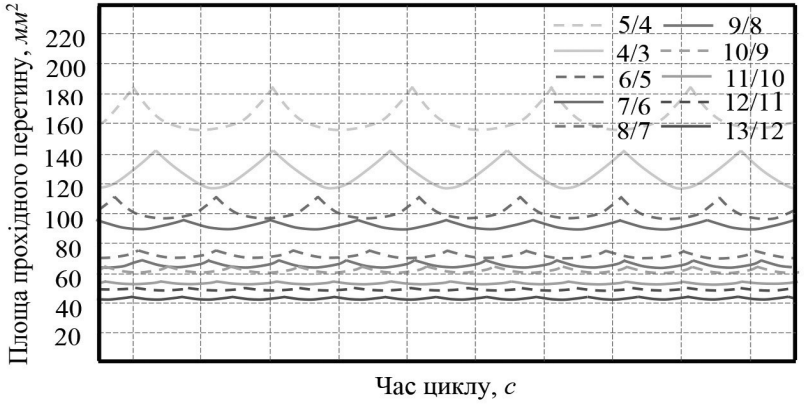


Рисунок 3 – Зміна площі прохідного перетину розподільної системи з круглими вікнами в залежності від кінематичної схеми з використанням трьох додаткових розвантажувальних вікон рухомого розподільника

У кінематичних схемах 5/4, 7/6, 9/8, 11/10 і 13/12 можна використовувати чотири додаткових розвантажувальних вікна рухомого розподільника (рис. 4). Використання чотирьох розвантажувальних вікон дозволяє збільшити площу прохідного перетину розподільної

системи в 2 рази і в 2 рази знизити коливання площі – для кінематичної схеми 5/4. Для кінематичної схеми 7/6 при збільшенні площі в 1,5 рази амплітуда коливань знижується у 2 рази. При цьому для кінематичних схем 9/8, 11/10 і 13/12 площа прохідного перетину збільшується на 33%, 30% і 25%, відповідно, при практичній відсутності коливань.

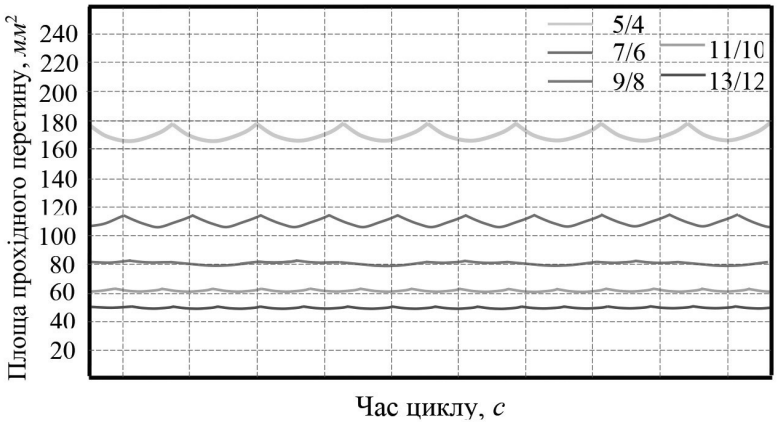


Рисунок 4 – Зміна площі прохідного перетину розподільної системи з круглими вікнами в залежності від кінематичної схеми з використанням чотирьох додаткових розвантажувальних вікон рухомого розподільника

Аналіз результатів моделювання показав, що зі збільшенням кількості робочих вікон рухомого розподільника площа прохідного перетину (пропускна здатність) розподільної системи зменшується (рисунок 1). При цьому зменшується і амплітуда коливань площі.

При використанні двох додаткових розвантажувальних вікон рухомого розподільника в якості робочих, пропускна здатність розподільної системи збільшується на 15–30%. При використанні трьох додаткових розвантажувальних вікон на 20–35% і на 50–100% при використанні чотирьох розвантажувальних вікон в залежності від кінематичної схеми розподільної системи.

Для практичного застосування результатів досліджень при проєктуванні розподільних систем планетарних гідромоторів рекомендується використання додаткових розвантажувальних вікон рухомого розподільника в якості робочих.

Список використаних джерел

1. Панченко А.І., Волошина А.А., Панченко І.А., Волошин А.А. Дослідження динамічних характеристик мехатронних систем з гідравлічним приводом. Праці ТДАТУ. Мелітополь: ТДАТУ, 2020. Вип. 20. Т. 4. С. 58-72. https://doi.org/10.31388/2078-0877-2020-20-4-58-72

2. Панченко А.І., Волошина А.А., Панченко І.А., Волошин А.А. Проєктування мехатронних систем з заданими вихідними характеристиками. Праці ТДАТУ. Мелітополь: ТДАТУ. 2020. Вип. 20. Т. 4. С. 18-35. https://doi.org/10.31388/2078-0877-2020-20-4-18-35

3. Gamez-Montero P., Codina E. and Castilla R. A Review of Gerotor Technology in Hydraulic Machines. Energies. 2019. 12 (12). 2423. https://doi.org/10.3390/en12122423

4. Панченко А.І., Волошина А.А., Панченко І.А., Засядько А.І. Прогнозування зміни вихідних характеристик при проєктуванні планетарного гідроматора. Праці ТДАТУ. Мелітополь: ТДАТУ. 2020. Вип. 20. Т. 4. С. 91–105. https://doi.org/10.31388/2078-0877-2020-20-4-91-105

5. 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. Мелітополь: ТДАТУ, 2021. Вип. 21. Т. 4. С. 61-77. https://doi.org/10.31388/2078-0877-2021-21-2-61-77

6. Панченко А. И., Волошина А. А., Панченко И. А. Обґрунтування кінематичних схем розподільних систем гідромашин планетарного типу. Праці ТДАТУ. Мелітополь: ТДАТУ, 2018. Вип. 18. Т. 2. С. 30-49. https://doi.org/10.31388/2078-0877-18-2-29-48

7. Панченко А.І., Волошина А.А., Панченко І.А., Засядько А.І. Поліпшення вихідних характеристик планетарних гідромашин. Праці ТДАТУ. Мелітополь: ТДАТУ. 2019. Вип. 19. Т. 2. С. 68-85. https://doi.org/10.31388/2078-0877-19-2-68-85

УДК 621.65

Ратушний О.В., канд. техн наук, доцент
Сумський державний університет

ВИЗНАЧЕННЯ ТЕОРЕТИЧНОГО НАПОРУ ВІДЦЕНТРОВОЇ КОНТТРОТОРНОЇ МАШИНИ

Взаємодія двох решіток робочого колеса (I) і контрроторного лопатевого диску (II) (рисунок 1), що відбувається у тонкій прикільцевій області відцентрової контрроторної машини (ВКМ) призводить до виникнення нової системної якості – створення там вихрової структури.

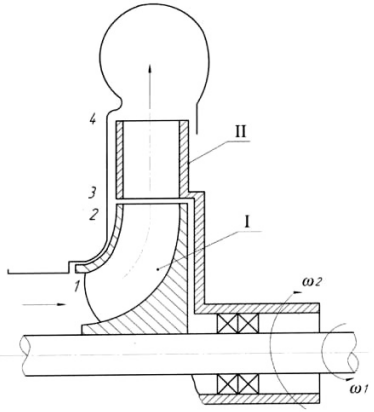


Рисунок 1 – Схема відцентрової контрроторної машини

Вона виникатиме через перетворення кінцевих вихорів, що завжди сходять з лопатей робочого колеса у стабільне вихрове утворення. Обертаючись, воно забезпечує поворот основного потоку і створює власний напір (на кшталт тороідального вихору у вільновихрових насосах). Таким чином сутність сумісної робота відцентрової контрроторної машини з двома послідовно встановленими радіальними решітками полягає у зміні моментів імпульсу у кожній решітці і вихровому гідродинамічному процесі у прикільцевій області між ними.

Це дозволяє сформулювати рівняння теоретичного напору ВКМ:

$$H_т = H_т(I) + H_т(\text{II}) + H_{т\,вихр}(\text{I} - \text{II}),$$

де $H_т$ (I) – компонента напору, яка створюється робочим колесом;
$H_т$ (II) – компонента напору, яка створюється контрроторним диском;
$H_{т\,вихр}$ (I – II) – компонента напору, яка створюється за рахунок вихрового процесу у прикільцевій області ВКМ.

При цьому компоненти $H_т$ (I) і $H_т$ (II) лопатевих решіток, жорстко визначаються параметрами самої решітки: її геометрією, швидкістю обертання і подачею. Тобто, принциповим питанням щодо отримання напору ВКМ є визначення компоненти $H_{т\,вихр}$ (I–II).

Оскільки до відповідних підходів [1] визначено: $H_{т\,вихр} = \frac{2 \cdot \upsilon_{u2}^2}{g}$.

тому енергетика процесу, що відбувається у прикільцевій області визначається робочим колесом. Також слід звернути увагу на наступні висновки виведення залежності напора вихрової компоненти. Найбільший напір ВКМ створюватиметься за умови Також для отримання високого напору, відстань між робочим колесом і контрроторним диском повинна бути мінімальною з точки зору можливостей технологічної реалізації.

Таким чином основне рівняння ВКМ матиме вигляд:

$$H_т = \frac{1}{g}\left(u_2 \cdot \upsilon_{u2} + 2 \cdot \upsilon_{u2}^2 + u_4 \cdot \upsilon_{u4} - u_3 \cdot \upsilon_{u3}\right).$$

Значення дійсного напору ВКМ можна представити у вигляді

$$H = k \cdot H_т$$

де k – коефіцієнт пропорційності, який визначатиметься емпіричним шляхом і враховуватиме вплив геометрічних, динамічних та інших факторів.

Подібний підхід є типовим і використовується у класичній методиці проєктування відцентрового робочого колеса, яка заснована на основному рівнянні гідромашин.

Список використаних джерел

1. Ратушний О.В., Підходи до визначення теоретичного напору відцентрової контрроторної машини. XXIV Міжнародна науково-технічна конференція АС ПГП «Промислова гідравліка і пневматика». Київ, 26–27 грудня 2024 р. : м-ли конф. «Глобус-Прес», 2024. – с.85–86.

Тромса О.В.,
Ящук О.П.
Державний університет
«Київський авіаційний інститут»

МЕТОДИКА РАННЬОЇ ДІАГНОСТИКИ КАВІТАЦІЙНОГО ЗНОСУ ГІДРОАГРЕГАТІВ ВАЖКИХ БПЛА МЕТОДОМ СПЕКТРАЛЬНОГО АНАЛІЗУ ШУМІВ

Стрімкий розвиток безпілотної авіації, зокрема апаратів важкого класу MALE та HALE (типу MQ-9 Reaper, Global Hawk, Bayraktar Akıncı), ставить нові вимоги до надійності бортових систем [2]. На відміну від легкої техніки, ці апарати оснащені повноцінними гідравлічними системами високого тиску до 275 атм (4000 psi), які забезпечують роботу шасі, гальмівної системи та механізму зміни кроку гвинта [4].

При експлуатації таких систем виникає проблема гідродинамічної кавітації. Вона з'являється при проходженні робочої рідини через дроселюючи щілини золотників та клапанів при великих перепадах тиску. В гідроприводі небажано допускати виникнення кавітації. Вона пошкоджує агрегати гідравлічної системи, призводить до інтенсивних коливань тиску та до деградації робочої рідини [1]. Як наслідок, це призводить до ерозійного руйнування прецизійних пар та відмови виконавчих механізмів у польоті.

Існуючі штатні системи бортового контролю (HUMS) фіксують проблему вже на етапі значної вібрації, коли дефект став критичним [5]. Метою нашої роботи є розробка методики ранньої діагностики, яка дозволить виявити початок руйнування ще на землі.

Механізм генерування кавітаційних коливань тиску при високонапірному дроселюванні рідини дуже складний. На основі аналізу літературних джерел було визначено домінуючий механізм, який базується на моделі дискретного струменю [1]. Суть моделі полягає в тому, що при високо-напірному витоку рідини через дросельний пристрій в зоні розрідження попередньо суцільний струмінь ділиться парогазовими кавернами на окремі блоки. Потім, в зоні відновлення

суцільності, ці блоки співударяються з потоком загальмованої рідини (так званий снарядний рух рідини), породжуючи пульсації тиску.

Нами було проаналізовано спектральні характеристики шумів типового авіаційного гідроагрегата, спираючись на дослідження автоколивальних процесів [3]. Результати засвідчують наявність чітких маркерів кавітаційного зносу. На спектрограмі виділяються три зони: низькочастотна складова (400-800 Гц), яка є наслідком модуляції плунжерної частоти насоса; середньочастотна зона (1–15 кГц), де фіксуються піки на частотах 4, 8 та 12 кГц, викликані імпульсним гальмуванням дискретних блоків рідини; та високочастотна зона (вище 15 кГц), що виникає внаслідок лавинного колапсу дрібних бульбашок.

Запропонована методика полягає у моніторингу амплітуди сигналів саме на частотах 4, 8 і 12 кГц. Поява піків у цьому діапазоні є раннім сигналом про початок ерозії золотників («снарядний ефект»), навіть якщо загальний рівень вібрації залишається в нормі.

Практична реалізація цього методу на важких БПЛА дозволить перевести обслуговування гідросистем зі стратегії «після відмови» на стратегію «за станом» [5]. Це значно підвищить надійність виконання бойових завдань і зменшить ризик втрати дороговартісного апарата через відмову гідравліки.

Список використаних джерел

1. Тарасенко Т.В, (2024). Механізм генерування кавітаційних коливань тиску при витіканні рідини через дросельний пристрій. Eastern-European Journal of Enterprise Technologies, 4(7), 21-31.

2. Пилипенко В.В. (1989). Кавітаційні автоколивання. К.: Наукова думка.

3. Technical Order 1Q-9(M)A-2-1. (2018). MQ-9 Reaper Maintenance Manual. General Atomics Aeronautical Systems.

4. Семко М.В. (2020). Діагностика гідравлічних систем літальних апаратів. Авіаційно-космічна техніка і технологія, 4, 45-51.

УДК 621.65

Кондусь В.Ю., канд. техн. наук,
Андрусяк В.О.,
Куліков О.В.

ІНТЕРПОЛЯЦІЙНИЙ МЕТОД ПРОГНОЗУВАННЯ НАПІРНОЇ ХАРАКТЕРИСТИКИ ВІЛЬНОВИХРОВИХ НАСОСІВ НА ЕТАПІ «ДО ПРОЄКТУВАННЯ»

Однією з ключових технічних проблем у створенні нових вільновихрових насосів є відсутність можливості швидко й економічно передбачити їхню напірну характеристику ще до виготовлення дослідного зразка. Традиційні підходи – CFD-моделювання та стендові випробування – забезпечують високу точність, але потребують значних часових і фінансових ресурсів, а також доступні лише на завершальних етапах проєктування. Це обмежує швидкість розроблення нових типорозмірів і ускладнює формування параметричних рядів насосів без «порожніх зон» та накладання робочих полів.

У роботі [1] запропоновано інтерполяційний метод прогнозування напірної характеристики вільновихрових насосів, який дозволяє відтворити повну залежність H(Q) за обмеженою кількістю опорних точок відомого еталонного насоса. Метод ґрунтується на виборі кількох характерних режимів роботи (наприклад, 40%, 80%, 120% і 160% від номінальної подачі), які відображають нелінійність реальної напірної кривої. Ці точки використовуються для побудови інтерполяційної функції, що відтворює всю характеристику з точністю, достатньою для інженерних оцінок.

Для визначення практичної точності підходу проведено стендові випробування вільновихрових насосів СВН 80-32 та СВН 125-50. Порівняння прогнозованих та експериментальних даних показало, що відхилення не перевищують 4–5% у повному діапазоні подач і становлять не більше 1,6–1,9% у робочому інтервалі 70–120% номінальної подачі. Це відповідає точності традиційних інженерних вимірювань і дозволяє розглядати метод як надійний практичний інструмент.

Запропонований підхід має кілька важливих переваг. По-перше, він дає змогу отримати напірну характеристику миттєво, ще до початку

геометричного проєктування насоса. По-друге, він не потребує дорогого програмного забезпечення чи обчислювальних ресурсів. По-третє, метод ефективно масштабується для нових типорозмірів насосів, конструктивно подібних до еталонних, що робить його корисним інструментом для формування параметричних рядів. По-четверте, точність методу дозволяє уникати «провалів» між робочими полями насосів, що підвищує ефективність енергоспоживання промислових систем і відповідає тенденціям сталого розвитку (ЦСР 7, ЦСР 12).

Результати роботи свідчать, що інтерполяційний підхід може розглядатися як проміжний або навіть самостійний інструмент інженерного прогнозування для вільновихрових насосів. Він скорочує життєвий цикл розробки нових насосів, зменшує витрати на експериментальні дослідження та забезпечує достатню точність для прийняття рішень на ранніх етапах проєктування. Методика може бути інтегрована у системи автоматизованого конструювання та цифрового дублювання насосного обладнання.

Окремої уваги заслуговує потенціал інтеграції інтерполяційного алгоритму у цифрові інженерні системи, зокрема у програмні модулі для автоматизованого підбору насосів та створення параметричних рядів. Завдяки високій швидкодії прогнозування, підхід може стати основою для інтерактивних інструментів, які дозволяють інженеру миттєво оцінювати робочі характеристики десятків варіантів конструкцій без необхідності виконання CFD-розрахунків, що забезпечує більш обґрунтоване прийняття рішень під час формування номенклатури насосного обладнання та оптимізації виробничих витрат.

Список використаних джерел

1. Kondus V. (2026). A Novel Interpolation-Based Method for Predicting the Head Curve of Torque-Flow Pumps Prior to Design Stage. Journal of Engineering Sciences (Ukraine), Vol. 13(1). In Press.

УДК 621.65

Кондусь В.Ю., канд. техн. наук,
Муштай М.В.,
Жуков А.М.

РОЗРОБЛЕННЯ МЕХАНІЗМУ САМООЧИЩЕННЯ ВІЛЬНОВИХРОВИХ НАСОСІВ ДЛЯ ПЕРЕКАЧУВАННЯ РІДИН З ВКЛЮЧЕННЯМИ

Вільновихрові насоси є одним із найбільш надійних типів гідравлічних машин для транспортування складних середовищ, що містять тверді, волокнисті або абразивні включення. Проте їхня ключова експлуатаційна проблема полягає в утворенні відкладень та накопиченні забруднень у міжлопатевих каналах робочого колеса, що знижує енергоефективність, викликає розбалансування ротора та скорочує ресурс роботи агрегату. Це створює об'єктивну потребу у розробленні механізмів самоочищення, здатних підтримувати стабільні робочі параметри насоса в умовах багатофазного потоку.

У роботі [1] запропоновано новий підхід до самоочищення, заснований на створенні керованих пульсацій тиску у міжлопатевих каналах за рахунок нерівномірного розташування лопатей робочого колеса. Результати чисельного моделювання підтвердили, що реальний розподіл тиску у міжлопатевих каналах є нерівномірним, причому максимальні значення спостерігаються поблизу робочої сторони лопаті, а мінімальні – поблизу тильної. Це суперечить класичній струминній теорії Ейлера та формує фізичні передумови для пульсаційних процесів у реальній течії.

Для використання цієї властивості потоку було розроблено робоче колесо з чергуванням стандартних та розширених міжлопатевих каналів. Числове моделювання за допомогою ANSYS CFX показало, що таке конструктивне рішення забезпечує зростання амплітуди коливань абсолютного тиску більш ніж удвічі порівняно з колесами із рівномірним розподілом лопатей.

Окрему увагу приділено характеру швидкісного поля у трьох критичних перерізах міжлопатевих каналів: поблизу кромки лопаті, у центральній зоні та поблизу диска колеса. Показано, що саме в напрямку від диска до периферії формуються найбільш виражені

нерівномірності тиску, що посилюють самоочисні властивості. При цьому загальний рівень тиску у нерівномірному колесі залишається достатнім для стабільної роботи насоса, а конструктивна асиметрія не порушує статичного та динамічного балансування робочого органу.

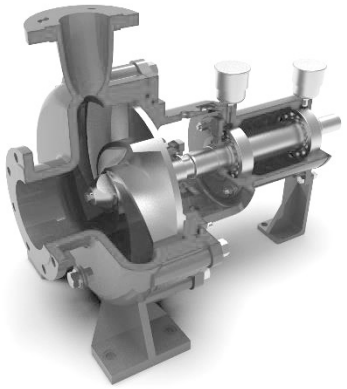


Рисунок 1 – Конструкція вільновихрового насоса

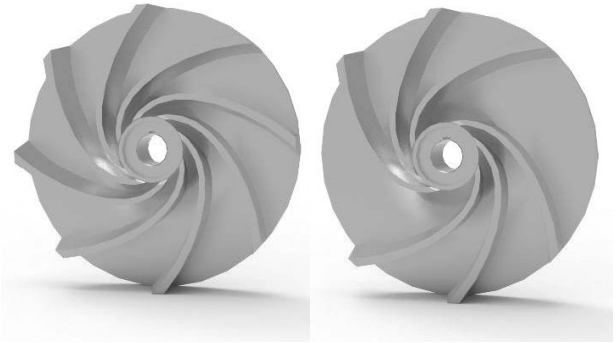


Рисунок 2 – Конструкція робочого колеса вільновихрового насоса з рівномірним і нерівномірним розподілом лопатей

Отримані результати свідчать, що використання нерівномірного розташування лопатей дозволяє формувати неусталений пульсаційний рух рідини, який сприяє видаленню відкладень та перешкоджає їх накопиченню. Таким чином, запропонований механізм самоочищення

забезпечує підвищення енергоефективності, зменшення ризику засмічення та подовження ресурсу роботи вільновихрового насоса при транспортуванні реальних забруднених середовищ.

Розроблений підхід може бути інтегрований у промислові насосні установки для підвищення надійності та стабільності їх експлуатаційних показників. У перспективі доцільним є проведення фізичних експериментів із реальними забрудненими рідинами та оптимізація геометрії розширених каналів для підсилення самоочисного ефекту.

Додатковою перевагою запропонованого конструктивного рішення є його технологічна простота. Нерівномірне розташування лопатей не потребує використання складних або дорогих технологічних операцій, не змінює принципи балансування ротора і не вимагає перегляду загальної компоновки проточної частини насоса. Відповідно, впровадження такого робочого колеса у серійне виробництво можливе без значних інженерних модифікацій та без зростання собівартості. Це робить підхід доступним не лише для нових типорозмірів насосів, але й для модернізації існуючих установок, що вже експлуатуються на підприємствах критичної інфраструктури, водовідведення чи переробної промисловості.

Результати дослідження також демонструють потенціал для подальшої оптимізації геометрії робочого органа. Аналіз отриманих епюр тиску вказує на те, що величина та частота пульсацій можуть цілеспрямовано контролюватися шляхом зміни ширини розширених каналів, кута охоплення та локальної кривизни лопатей.

Список використаних джерел

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

УДК 621.65

Кондусь В.Ю., канд. техн. наук

РОЗВИТОК ІННОВАЦІЙНОЇ КООПЕРАЦІЇ НА ОСНОВІ КЛАСТЕРНОЇ МОДЕЛІ: ДОСВІД СУМСЬКОГО МАШИНОБУДІВНОГО КЛАСТЕРА ЕНЕРГЕТИЧНОГО ОБЛАДНАННЯ

Сучасні виклики промислового сектору України – війна, порушені виробничо-логістичні ланцюги, зростання енергетичних витрат та технологічна залежність – формують потребу у нових механізмах кооперації, здатних забезпечити стійкість промисловості та розвиток малого і середнього бізнесу. Одним із найбільш ефективних інструментів у цьому контексті є кластерна модель, що поєднує підприємства, університети, органи влади та інституції розвитку для спільної реалізації проєктів та узгодження стратегічних рішень. Сумський машинобудівний кластер енергетичного обладнання є першим у регіоні практичним прикладом застосування такої моделі.

Сумська область стала одним із перших українських регіонів, які інституційно закріпили кластерну політику, у 2025 році затверджено Програму кластерного розвитку Сумської області на 2025–2027 рр., що стала практичним інструментом реалізації національної політики кластеризації та регіональної смарт-спеціалізації. Одним із ключових драйверів цього процесу виступив Сумський машинобудівний кластер енергетичного обладнання, який виконує одночасно роль промислового об'єднання, інноваційного майданчика та регіонального координатора ініціативи Clusters4Regions.

На основі міжсекторального діалогу, включаючи підприємства, університети, інститути НАНУ та НААНУ, регіональні органи влади та професійні асоціації, була сформована узгоджена система пріоритетів смарт-спеціалізації: енергетичне машинобудування, поглиблена агропереробка та легка промисловість. Саме Кластер забезпечив практичне наповнення заходів Програми механізмами кооперації.

Розвиток кооперації між підприємствами, особливо малими та середніми (МСП) базується на створенні спільних інструментів підтримки та комунікації. У структурі Кластеру сформовано GR-офіс, який забезпечує постійний діалог з органами державної влади,

місцевими органами влади, територіальними громадами, бізнесом та іншими державними монополіями, що виступають основними замовниками енергетичного машинобудування. Завдяки цьому МСП регіону отримали можливість долучатися до підготовки технічних рішень, брати участь у великих виробничих ланцюгах та просувати свої продукти у державні програми імпортозаміщення й локалізації.

Одним із перспективних напрямів роботи є підготовка до створення робочої групи «Наука–Бізнес–Держава» у сфері атомного машинобудування, що передбачена концепцією, розробленою разом із Сумським державним університетом та Асоціацією «Українське ядерне товариство». Робоча група має стати платформою для координації імпортозаміщення, підготовки кадрів, сертифікації постачальників та запуску НДДКР, необхідних для розвитку технологій AP1000, SMR та модернізації українського енергетичного сектору. Ця ініціатива логічно доповнює регіональну Програму та створює підґрунтя для включення Сумщини до національних ланцюгів машинобудування.

У сукупності ці процеси демонструють, що кластерна модель дозволяє не лише об'єднувати промислові підприємства, але й формувати сталу інституційну екосистему: від регіональних програм розвитку до координаційних платформ з державними органами та монополіями. Досвід Сумського машинобудівного кластера доводить, що кооперація на принципах регіональної смарт-спеціалізації може стати дієвим інструментом модернізації промисловості, підтримки МСП, залучення міжнародної технічної допомоги та зміцнення енергетичної безпеки України.

Важливо, що модель регіональної кооперації, напрацьована у Сумській області, демонструє потенціал масштабування на інші промислові регіони України. Сформовані інституції та напрацьовані механізми взаємодії доводять, що кластерний підхід здатний забезпечити стратегічну стійкість держави у секторах критичної інфраструктури та енергетичної безпеки.

СЕКЦІЯ 4
ТЕХНОЛОГІЇ І ОБЛАДНАННЯ МАШИНОБУДУВАННЯ
Голова секції – Ковалевський С.В., д-р техн. наук., професор

УДК 621.73:621.983:539.4

Білостечний В.О.,
ORCID: https://orcid.org/0009-0009-4878-9972
Савуляк В.В., канд. техн. наук, доцент
ORCID: https://orcid.org/0009-0009-7178-6243
Вінницький національний технічний університет
Ковалевський С.В., д-р техн. наук, професор
ORCID: https://orcid.org/0000-0002-4708-4091
Донбаська державна машинобудівна академія

МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСУ ХОЛОДНОЇ ПЛАСТИЧНОЇ ДЕФОРМАЦІЇ ФЛАНЦЕВИХ ДЕТАЛЕЙ ЗІ ЗВАРНИХ ЦИЛІНДРИЧНИХ ЗАГОТОВОК З ЛИСТОВОЇ СТАЛІ AISI 304 З МЕТОЮ ПІДВИЩЕННЯ ЯКОСТІ ТЕХНОЛОГІЧНИХ ВИРОБІВ

Виготовлення великогабаритних фланцевих елементів великого діаметра (понад 1 метр) для обладнання харчової, хімічної та приладобудівної промисловості нерозривно пов'язане із застосуванням технології холодної пластичної деформації (ХПД) . Використання ХПД дозволяє значно підвищити точність геометрії виробу, знизити кількість механічних обробок та енергоспоживання, що особливо важливо при виробництві великогабаритних фланцевих деталей.

Основні проблеми, що виникають при ХПД зварних заготовок:

1. Локальна неоднорідність пластичності: Зварювання змінює мікроструктуру сталі AISI 304 у ЗШ і ЗТВ, що проявляється підвищеною жорсткістю та зниженням пластичності. Ці локальні зміни спричиняють нерівномірний розподіл напружень і деформацій, що є критичним фактором при формоутворенні складних профілів. Більш жорстка зона ЗШ перешкоджає протіканню деформації, змушуючи сусідні ділянки базового металу зазнавати інтенсивнішого розтягнення, що підвищує ризик локальних дефектів та концентрації напружень [6].

2. Нерівномірність товщини та дефекти стійкості: Взаємодія жорстких та «м'яких» зон призводить до асиметричного перерозподілу

товщини, тоншання у зоні розтягнутого металу та потовщення поблизу жорстких зон ЗШ. Порушення стійкості поверхні (наприклад, хвилястість кромок) виникає навіть при помірних навантаженнях, що ускладнює контроль геометрії.

Класичні моделі із припущенням ізотропії та однорідності матеріалу не забезпечують точного прогнозування таких складних явищ [5]. Актуальність дослідження полягає у необхідності розробки кількісного інструменту, що дозволяє оцінити вплив локальної гетерогенності та анізотропії, а також оптимізувати параметри процесу ХПД для забезпечення високої геометричної точності.

Математичне та фізичне моделювання в цій роботі спрямоване на опис створення гібридної математичної моделі, що враховує фізичну та структурну неоднорідність заготовки товщиною 1,5–6,0 мм, та дозволяє прогнозувати локальні дефекти.

Аустенітна сталь AISI 304, що розглядається у роботі, проявляє зміцнення під час ХПД через деформаційне мартенситне перетворення (TRIP-ефект). Для опису поведінки матеріалу застосовано пружнопластичну модель з використанням степеневого закону Людвіга-Голомона:

$$\sigma = K\varepsilon^n,$$

де σ – еквівалентне напруження, ε – еквівалентна пластична деформація, K – коефіцієнт міцності (1480 МПа), n – показник деформаційного зміцнення (0.45–0.55).

Для врахування локальної неоднорідності пластичності та анізотропії ЗШ застосовано додаткові модифікації:

1. Локальні властивості ЗШ: параметри K та n для елементів сітки ЗШ коригувалися на основі експериментальних даних, що відображають підвищену жорсткість та знижену пластичність у зоні зварного шва [6].

2. Сучасний критерій плинності: класичний критерій Хілла (Hill'48) був замінений на неквадратичний критерій Барлата Yld2000-2d, який точніше описує анізотропну поведінку тонколистового матеріалу та дозволяє прогнозувати локальні дефекти на фланці [7].

Модель реалізована у FEM з лагранжевою постановкою та тонколистовими Shell елементами [1]. Лагранжевий підхід дозволяє

точно відстежувати історію навантаження кожної точки та враховувати локальні зміни пластичності [5].

Порівняння розрахункових полів деформацій із експериментальними даними методом цифрової кореляції зображень (DIC) показало похибку 6–8%, що підтвердило адекватність моделі для прогнозування локальних дефектів [2].

Моделювання показало, що нерівномірність товщини виникає через взаємодію кінематичного потоншення та гетерогенного потовщення. Використання Yld2000-2d дозволило точніше прогнозувати поведінку ЗШ та сусідніх зон. Для тонколистових заготовок (1,5–2 мм) критична швидкість, при якій виникає локальна втрата стійкості, становить $\dot{\varepsilon} \approx 0.4\ s^{-1}$ [3].

Для товстолистових заготовок (5–6 мм) пружне відпружинення визначає кінцеву геометричну точність. Величина відпружинення пропорційна накопиченим деформаціям та вимагає застосування компенсаційних припусків [4].

Запропонована цільова функція J, яка мінімізує нерівномірність товщини та пружні напруження та оптимізує якість фланця:

$$J = \int_0^{2\pi} [(t(\theta) - t_0)^2 + 0.3\sigma^2_{res}]\, d\,\theta.$$

де $t(\theta) = t_0 - \Delta t(\theta)$ – локальна товщина, θ – полярний кут.

Шляхом варіювання $\dot{\varepsilon}$ та μ отримано зменшення нерівномірності товщини на 23–28% (з 9,1% до 4,7%), зменшення зміцнення шва та локальної втрати стійкості.

Використання FEM-моделі з Yld2000-2d дозволяє зменшити похибку прогнозу товщини до 6–8%.

Промислова значимість: впровадження підходу дозволяє знизити пошкодження матеріалу, оптимізувати технологічні параметри, підвищити повторюваність геометрії великих деталей та застосовувати цифрові двійники на стадії проєктування.

Напрями подальших досліджень: багатофізичне моделювання з тепломеханічними ефектами та фазовими перетвореннями TRIP, підвищення точності FEM-моделі через адаптивні сітки у зоні ЗШ, розширення експериментальних досліджень.

Висновки та рекомендації

1. Гібридна FEM-модель з Yld2000-2d адекватно описує ХПД зварних заготовок AISI 304 (похибка 6–8%).

2. Локальна неоднорідність пластичності та нерівномірність товщини є взаємопов'язаними дефектами.

3. Технологічні рекомендації:

– тонкі заготовки (1,5–2 мм): швидкість < 0,4 s^{-1}; використання диференційованого притиску;

– товсті заготовки (>5 мм): компенсаційний припуск на відпружинення 1,5–2,3%.

4. Подальші дослідження мають враховувати багатофізичні ефекти, включно з теплом пластичної деформації та фазовими перетвореннями TRIP.

Список використаних джерел

1. Belytschko T., Liu W.K., Moran B. Nonlinear Finite Elements for Continua and Structures. New York : Wiley, 2000. 696 p.

2. Sutton M.A., Orteu J. J., Schreier H.W. Image Correlation for Shape, Motion and Deformation Measurements. New York : Springer, 2009. 343 p.

3. Jankowski J., Kołchan T. Optimization of the deep drawing process of stainless steel AISI 304 // Archives of Civil and Mechanical Engineering. 2018. Vol. 18, № 4. P. 1146–1155.

4. Li H., Wierzbicki T. A study of springback in sheet metal forming // Journal of Materials Processing Technology. 2005. Vol. 162–163. P. 442–448.

5. Савуляк В.В., Мордач М.О. Змінність пластичності матеріалу в розрахунках процесів холодної пластичної деформації // Матеріали XLV Науково-технічної конференції ВНТУ (Вінниця, 23–24 березня 2016 р.).

6. Kumar A., Pandey S. Mechanical and microstructural properties of TIG-welded AISI 304 stainless steel // Materials & Design. 2012. Vol. 36. P. 590–597.

7. Barlat F., Brem J.C., Yoon J.W. [та ін.] Plane stress yield function for aluminum alloy sheets – Part I: Theory // International Journal of Plasticity. 2003. Vol. 19, № 9. P. 1297–1319.

УДК 621.822.7;621.892;620.193;621.791

Віштак І.В., канд. техн. наук, доцент
ORCID 0000-0001-5646-4996
Мельченко А.С.
ORCID 0009-0005-0259-381X
Вінницький національний
технічний університет

МОДЕЛЮВАННЯ ДИФУЗІЙНИХ ПРОЦЕСІВ І ЗМІЦНЕННЯ ПОВЕРХНІ СТАЛЕВИХ ДЕТАЛЕЙ ПІСЛЯ АЗОТУВАННЯ ТА ШЛІФУВАННЯ

У роботі представлено підхід до чисельного моделювання дифузійного перерозподілу азоту у сталевих деталях шпиндельних вузлів після іонного азотування та оцінено вплив енергетичних параметрів фінішного алмазного шліфування на стабільність та якісні характеристики зміцненого шару. На основі модифікованої моделі Fick/Arrhenius із застосуванням механізму trapping-detrapping та термодинамічного врахування локальних температурних імпульсів сформовано FEM-модель прогнозування концентраційних профілів азоту залежно від режимів ізотермічного нагріву й теплових впливів шліфування. Проведений аналіз літературних джерел підтвердив актуальність комплексного підходу «азотування–термоциклування–шліфування» та його значення для підвищення довговічності високоточних деталей машинобудування. Отримані результати можуть бути використані для оптимізації технологічних режимів та підвищення ресурсу шпиндельних вузлів [1].

Проблема збереження стабільності та довговічності зміцнених поверхневих шарів у деталях шпиндельних вузлів залишається актуальною в умовах високих навантажень, температурних градієнтів і вимог до точності позиціонування. Іонне азотування є одним із найбільш перспективних методів формування зміцненого шару, однак його ефективність значною мірою залежить від подальших технологічних операцій, зокрема фінішного алмазного шліфування, яке може змінювати мікроструктуру поверхні через локальні термічні імпульси.

Сучасні чисельні моделі переносів азоту по сталі включають не лише класичну Fick/Arrhenius дифузію, а й механізми «trapping-detrapping», вплив пластичних деформацій і напружень на коефіцієнт дифузії – що особливо важливо при низькотемпературних плазмових методах. 2D/3D моделі, що враховують ці ефекти, дозволяють отримувати адекватні профілі твердості та глибини азотованого шару, а також оцінювати його стійкість у процесі плазмового азотування [2].

Finite-element підходи дозволяють адекватно відтворити концентраційні профілі та врахувати граничні умови (масове обмеження, границі насичення, вплив масопереносу в тонких покриттях) – приклади моделювання опубліковані для газового та плазмового азотування [3].

Ізотермічний нагрів після іонного азотування сприяє перерозподілу азоту (вивільнення/перерозподіл у підшарі), зміні типу фаз (ε/γ’ і т. ін.) та розвитку залишкових напруг – явища, що суттєво впливають на механічні характеристики шару. Це підтверджують як експерименти, так і моделювання нагрівних циклів [4].

Алмазне шліфування може створювати значні локальні температурні поля у зоні контакту; зростання температури призводить до ризику перегріву, зміни мікроструктури, виникнення залишкових напруг і навіть до часткового відпалу зміцненого шару. Дослідження по поверхневій цілісності після шліфування підкреслюють потребу контролю питомої енергії шліфування та теплового потоку [5].

Поведінка зміцненого шару при шліфуванні залежить від: глибини та форми концентраційного профілю, твердості й рівня залишкових напруг, енергетики шліфувального контакту; інтегроване моделювання дозволяє виявити безпечні робочі режими з мінімальним ушкодженням шару [2].

Додатковий вплив на структуру зміцненого шару справляє алмазне шліфування, під час якого утворюється нерівномірне температурне поле в зоні контакту, що може сягати локальних значень 300–700 °C [6]. За умови перевищення критичного теплового порогу можливе часткове розчинення нітридів, зменшення твердість і деградація шару. Тому чисельне моделювання повинно інтегрувати термічні параметри процесу шліфування як складову граничних умов.

Ціль FEM-моделі – обчислити еволюцію концентраційного профілю азоту $C_N(x,t)$ в сталі підшипника після та під час ізотермічного відпалу залежно від початкового профілю, температури відпалу T_{ann}, часу t_{ann} і параметрів шліфування (як зовнішнього термально-енергетичного імпульсу).

Основні фізичні механізми, які враховуються в моделі:

• нелінійна дифузія: $D=D(C_N,T,\sigma)$ – коефіцієнт залежить від концентрації, температури та локальних напруг;

• процеси «trapping-detrapping» азоту на дефектах і карбідах (рівняння типу ловлення/вивільнення);

• вплив пластичної деформації (модель перебалансування впливу напруги через механічно-сумісне переміщення атомів – stress-assisted diffusion);

• зовнішній тепловий імпульс від шліфування – як гранична/об'ємна теплова навантажувальна функція $Q(x,t)$, що змінює місцеву температуру і, отже, D.

Експериментальна частина дослідження передбачає використання GDOES/EPMA для аналізу концентраційного профілю азоту, мікротвердості HV0,025, SEM/EDS для аналізу мікроструктурних змін та XRD – для визначення фазового складу й залишкових напружень. Порівняння експериментальних профілів з результатами FEM-моделі дозволяє виконати калібрування параметрів $D(C_N,T,\sigma)$ та швидкостей trapping/detrapping, а також визначити допустимі межі енергетичного впливу при шліфуванні.

Сформована модель дозволяє визначити критичні режими шліфування, при яких зміцнений шар зберігає свої захисні та експлуатаційні властивості, і може бути застосована для оптимізації технологічних маршрутів у виробництві прецизійних деталей машинобудування. Отримані результати свідчать, що комплексний підхід, який включає азотування, контроль термічних навантажень і моделювання дифузійних процесів, здатний забезпечити суттєве підвищення ресурсу деталей шпиндельних вузлів.

Отримані результати підтвердили, що стабільність та довговічність азотованого зміцненого шару визначаються комплексною дією

дифузійних процесів і локальних теплових імпульсів алмазного шліфування, а розроблена FEM-модель коректно відтворює їх реальний вплив. Встановлено критичні теплові режими, за яких шар зберігає мікротвердість, фазову стабільність і службову довговічність. Подальші дослідження доцільно зосередити на створенні інтегрованої багатофізичної моделі, здатної прогнозувати деградацію зміцненого шару в реальних динамічних режимах шліфування та термоциклування.

Список використаних джерел

1. Віштак І.В., Мельченко, А.С. Вплив режимів шліфування на основні параметри якості поверхневих шарів газових підшипників та їх експлуатаційні властивості. Центральноукраїнський науковий вісник. Технічні науки, 2025, вип. 11(42), ч. 2, с. 87–98. DOI: https://doi.org/10.32515/2664–262X.2025.11(42).2.87–98.

2. Andriūnas P., Čerapaitė-Trušinskienė, R., Galdikas, A. Modeling of Plasma Nitriding of Austenitic Stainless Steel through a Mask. Coatings, 2024, vol. 14, no. 8, p. 1014. DOI: https://doi.org/10.3390/coatings14081014.

3. Syla N., Dalipi B., Elezaj N., Aliaj F., Tolaj Z., Zeqiraj A. Finite – element modeling of the N concentration profile in 31CrMoV9 steel after gas nitriding. Emerging Materials Research, 2020, vol. 9, no. 2, pp. 375–377. DOI: https://doi.org/10.1680/jemmr.18.00154.

4. Bolotov G., Bolotov G.P., Rudenko M.M. The Impact of Nitriding Parameters on Evolution of Properties of Stainless-Steel Surface Plasma-Nitrided in Glow Discharge. Progress in Physics of Metals, 2024, vol. 25, no. 1, pp. 74–113. DOI: недоступний. Режим доступу: https://creativecommons.org/licenses/by–nd/4.0/.

5. Yan H., Deng F., Qin, Z., Zhu J., Chang H., Niu H. Effects of Grinding Parameters on the Processing Temperature, Crack Propagation and Residual Stress in Silicon Nitride Ceramics. Micromachines, 2023, vol. 14, no. 3, p. 666. DOI: https://doi.org/10.3390/mi14030666.

6. Taghinejad J., Vejdanihemmat M., Niknam A.R. Numerical analysis of nitrogen adsorption and penetration depth in plasma-nitrided austenitic stainless steel 316: A crystallographic orientation study. AIP Advances, 2025, vol. 15, p. 045027. DOI: https://doi.org/10.1063/5.0260707.

УДК 621.822.7;892;791

Віштак І.В., канд. техн. наук, доцент
ORCID 0000-0001-5646-4996
Резидент Б.С.,
ORCID 0009-0009-6578-8576
Вінницький національний технічний університет

ІННОВАЦІЙНІ ТЕХНОЛОГІЇ У РОЗВИТКУ ГАЗОВИХ ПІДШИПНИКІВ

Газові (аеростатичні) підшипники є ключовим елементом сучасних мехатронних систем, зокрема координатно-вимірювальних машин, прецизійних шліфувальних верстатів, свердлильних фрезерних головках, метрологічному пристосуванні, забезпечуючи точність замірів поверхні, мікропозиційних платформах, у фармацевтичній галузі, високошвидкісних і точних механізмах.

Основною конструктивною особливістю таких підшипників є застосування газового мастильного середовища, яке створює несучу плівку під дією надлишкового тиску, що замінює традиційні тіла кочення та забезпечує безконтактний режим роботи. Такий тип мащення має як свої переваги, так і недоліки.

До переваг належать: практично повна відсутність вібрацій; відсутність металевого контакту, а це означає довговічність при незмінній якості шліфовки поверхонь; мале тертя, що зумовлено невеликою динамічною густиною газу, що надає підшипнику низьке тепловиділення; мінімальне обслуговування; майже необмежений термін служби; висока точність при роботі; відсутність забруднення навколишнього середовища.

До недоліків слід віднести: малу критичну частоту обертання, порівняно з рідким мащенням; високу точність обробки; подачу газу під великим тиском; через початкову малу густину газу існує певна несуча здатність [1].

З огляду на те, що газодинамічні та газостатичні підшипники набули широкого застосування у високотехнологічних галузях, дослідження спрямовані на удосконалення їх конструкцій та експлуатаційних

характеристик є актуальними та необхідними. Точність та жорсткість газового підшипника визначаються мікрогеометрією рецесу та однорідністю тиску, а інноваційні конструкції дозволяють суттєво розширити робочий діапазон опори.

Основними інноваційними технологіями розвитку газових підшипників на даний момент є конструктивно-геометричні інновації, що полягають у:

1) впровадженні у конструкцію обмежувачів (рестрикторів) (рисунок1), що забезпечують рівномірний розподіл тиску, вищу навантажувальну здатність;

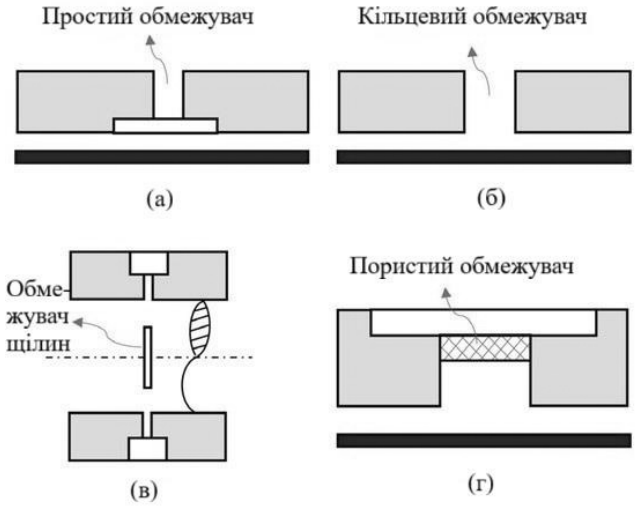


Рисунок 1 – Типи обмежувачів: (а) – простий обмежувач; (б) – кільцевий обмежувач; (в) – обмежувач щілин; (г) – пористий обмежувач [3].

2) мікроотвори для подачі, що характеризується виготовленням отворів подачі (дроселів), через який поступає газ, діаметром менше 1 мм, що збільшує тиск і вантажопідйомість підшипника [2]. У роботі [2] досліджено аеростатичний підшипник із використанням технології мікрообробки. Авторами представлено конфігурації кількох різних форм (рисунок 2 а), кількість отворів становить відповідно 25, 100 і 400.

Розподіл поверхневого тиску підшипника з 25 мікроотворами (рисунок 2 б). Площа поперечного перерізу кожної мікропори становить 30 мкм^2.

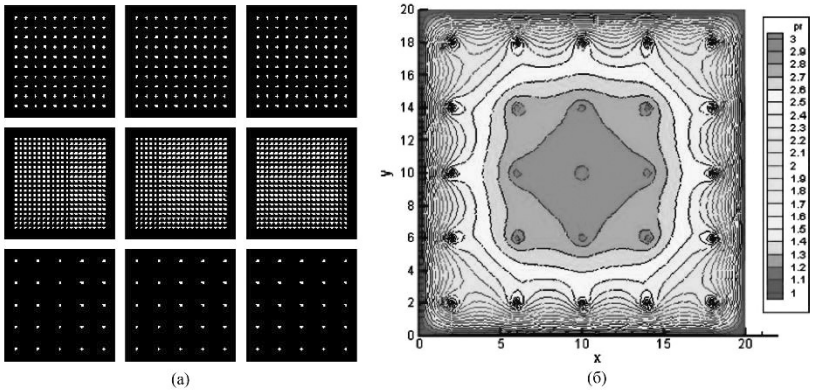


Рисунок 2 – Мікро-отвори: (а) – кількістю 25, 100 та 400 отворів; (б) – результат симуляції тиску на кількість отворів 25.

Результати показали, що вантажопідйомність і жорсткість аеростатичних підшипників можна оптимізувати, змінюючи кількість і діаметр мікроотворів газових підшипників.

Сучасні дослідження авторів [3] описують широкий спектр конструктивних рішень, включаючи підшипники з регульованими секторами колодок, гнучкими втулками та активним подаванням мастильного матеріалу, що забезпечує адаптивне формування гідродинамічної плівки.

Експериментальні та чисельні моделі підтверджують, що інтеграція алгоритмів керування (PID, LQG, Deep Q) підвищує стабільність та динамічні характеристики роторних систем.

Перспективним напрямом розвитку є створення високошвидкісних адаптивних опор із розширеними можливостями самоналаштування та прогнозування стану. Результати показують, що адаптивні системи дозволяють зменшити похибки позиціонування та підвищити стійкість до зовнішніх збурень на 20–40% залежно від конструкції [3].

Однією із інновацій, яка полягає в інтеграції у конструкцію пористого аеростатичного підшипника є встановлення сенсорів для

вимірювання висоти повітряного зазору за допомогою вимірювання мікрозазору безпосередньо в робочій зоні [4].

Інновації у сфері газових підшипників зосереджені на оптимізації геометрії та застосуванні пористих, щілинних і гібридних рестрикторів, що дозволяє підвищити несучу здатність і стабільність газового шару. Мультифізичне моделювання (CFD, FEM) забезпечує більш точне прогнозування параметрів роботи підшипників, а впровадження smart-систем із сенсорами та активним керуванням тиском розширює функціональні можливості прецизійних механізмів. У комплексі ці технології формують новий рівень технічної досконалості та надійності газодинамічних опор.

Список використаних джерел

1. Віштак, І. В. Переваги використання підшипників з газовим мащенням. Вісник машинобудування та транспорту, 1, 2015. URL: https://vmt.vntu.edu.ua/index.php/vmt/article/view/4.

2. Zhao, Q., Qiang, M., Hou, Y., Chen, S., & Lai, T. Research Developments of Aerostatic Thrust Bearings: A Review. Applied Sciences, 12(23), 11887, 2022. DOI: https://doi.org/10.3390/app122311887.

3. Vernekar, N. K., Pai, R., Aroor, G., Kumar, N., & Hariharan, G. Advancements in Active Journal Bearings: A Critical Review of Performance, Control, and Emerging Prospects. Modelling, 6(3), 97, 2025. DOI: https://doi.org/10.3390/modelling6030097.

4. Haverinen, P., Miettinen, M., & Viitala, R. Porous aerostatic bearing with integrated air gap height measurement. Measurement, 256(B), 118128, 2025. DOI: https://doi.org/10.1016/j.measurement.2025.118128.

УДК 621.8

Кузьо В.І.
ORCID 0009-0009-4955-2440
Гурський В.М., д-р техн. наук, професор
ORCID 0000-0002-7141-0280
Національний університет
«Львівська політехніка»

КОНСТРУКТОРСЬКО-ТЕХНОЛОГІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ЗБІРНИХ МЕТАЛОКОНСТРУКЦІЙ ПІДЙОМНИКІВ З ГІДРАВЛІЧНИМ ПРИВОДОМ

Сучасні тенденції розвитку підйомників обумовлені наступними науково-технічними завданнями:

- зменшення металоємкості, трудомісткості монтажних операцій та підвищення компактності конструкцій;
- он-лайн моніторинг стану вузлів;
- підвищення енергоефективності та безпечності за рахунок систем рекуперації енергії [1] та переходу на приводи постійного струму у гідравлічних системах [2].

Для прикладу, компанія POLTİME (Туреччина) для зменшення металоємкості конструкцій ліфтів і підйомників використала в процесі проєктування основних елементів конструкції листові матеріали (рисунок 1). Основну частку підйомників реалізують за принципом кінематичного поліспасту у шахтному або ж відкритому виконанні. Застосування алюмінієвих або сталевих модульних шахт у вигляді збірних параметризованих секцій суттєво покращує технологічність, транспортування та монтаж підйомників. Проте, використання складених конструкцій вимагає більш ретельного підходу в їхньому розрахунку. На відміну від зварних конструкцій, які більшою мірою розраховуються як просторові рами, у складених конструкціях важливо враховувати тип та характеристики з'єднання конструктивних елементів (заклепкове, різьбове). Допустимі значення коефіцієнтів запасу міцності (FOS) для основних елементів конструкції визначено у базових міжнародних стандартах.

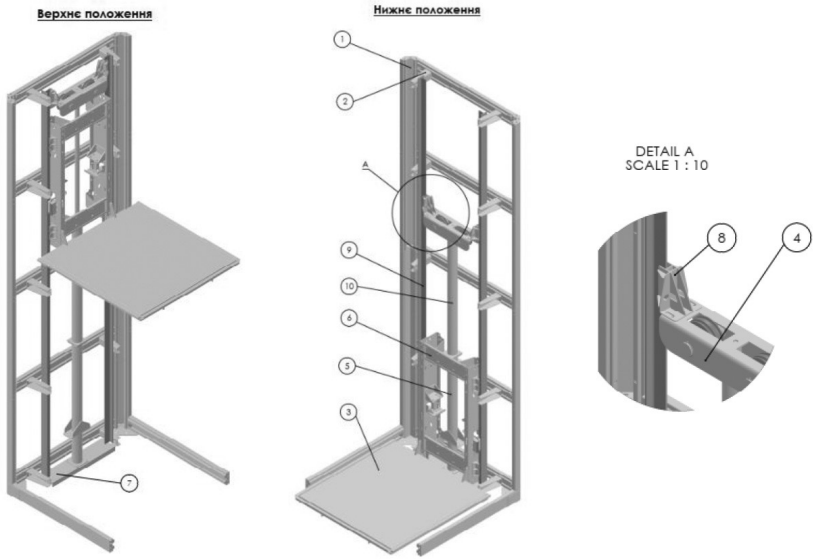
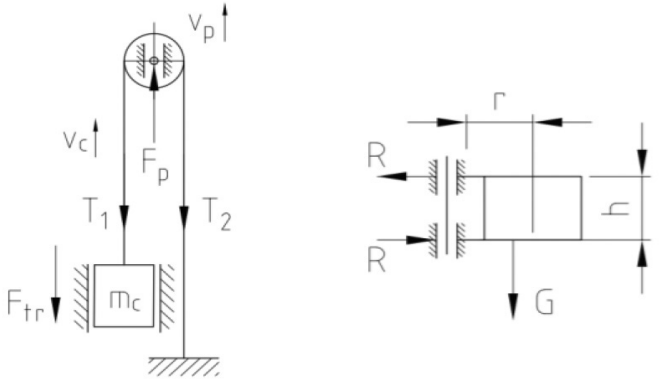


Рисунок 1 – Зовнішній вигляд підйомника з гідравлічним приводом

1. Аналіз розрахункової схеми. Методика проєктного розрахунку включає побудову розрахункової схеми, визначення зусиль в канаті та вибір привода (рисунок 2).



а б

Рисунок 2 – Розрахункові схеми: а – підйомника з гідравлічним приводом; б – визначення реакцій в опорах каретки

Натяг ведучої вітки канату визначено за формулою:

$$T_1 = (m_c (g+a) + f_0 R)/((1+e^{-f\alpha})),$$

де m_c – маса кабіни з вантажем, m_c = 515 кг; a – пришвидшення кабіни, а = 0,5 – 1,2 м/с^2; f_0 – коефіцієнт тертя, для контактних матеріалів поліамід-сталь, f_0 = 0,35; R – реакція у напрямній, що визначається з умови рівності моментів $R = (m_c gr)/h$.

Використовуючи наступні значення, отримаємо: m_c =515кг, a = 0,7м/с^2, r = 800 мм; h = 893 мм, отримаємо:

$$T_1 = (515\cdot(9,81+0,7)+0,35(5150\cdot0,8)/0,893)/((1+e^{(-0,45\cdot3,14)})) = 5,64\text{кН}.$$

Тоді зусилля на штоку гідроциліндра, виходячи з схеми навантаження рухомого шківа, набувають вигляду:

$$F_p = T_1 (1 + e^{-f\alpha}),$$

де f – приведений коефіцієнт тертя каната по канавці шківа, зокрема для шківа з напівкруглою канавкою $f = (4f_0)/\pi = (4\cdot0,35)/\pi = 0,45$; α – кут обхвату шківа канатом, α = 3,14.

Таким чином, $F_p = 5,64\ (1+e^{-0,45\cdot3,14}) = 7\text{кН}$.

Після розроблення 3D-моделі підйомнику виконується перевірка міцності відповідальних елементів.

Моделювання напружено-деформованого стану каретки.

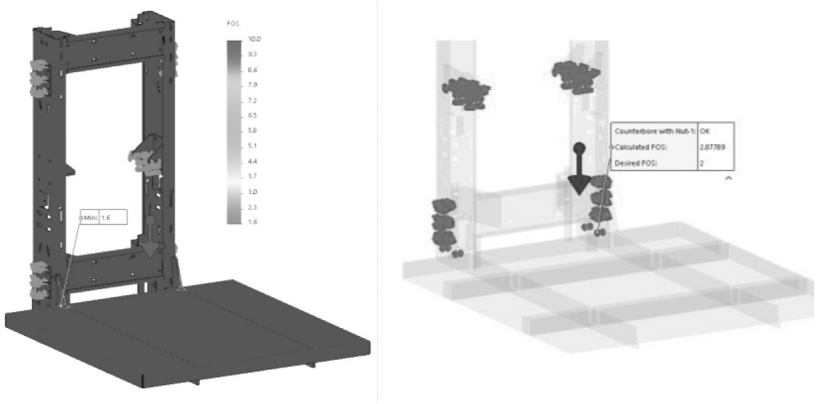
Особливістю розрахунку є врахування конструктивних параметрів болтового з'єднання каретки з підлогою. Зокрема, використано 4 болти М12×1,75 мм з класом міцності 8.8. Момент закручування болтів встановлено як 60 Нм.

Внаслідок проведеного розрахунку (рисунок 3) коефіцієнт запасу міцності для конструкції становить 1,6, а для болтового з'єднання понад 2,8.

Особливу увагу в розрахунку потрібно приділити міцності силових елементів конструкції, зокрема траверсі та кронштейнам. Шахту потрібно розрахувати також з урахуванням болтових з'єднань окремих модулів. При цьому, потрібно прийняти до уваги наступні положення:

• перевірка стійкості окремих елементів конструкції за умовами навантаження;

• забезпечення жорсткості тонкостінних профілів за рахунок їх складного геометричного перерізу.



а б

Рисунок 3 – Результати розрахунку FOS для: а – конструкції, б – болтового з'єднання

Список використаних джерел:

1. Kozlov, L., Bilichenko, V., Kashkanov, A., Tovkach, A., Kovalchuk, V. (2024). Parametric Synthesis of Electrohydraulic Control System for Variable Displacement Pump. In: Tonkonogyi, V., Ivanov, V., Trojanowska, J., Oborskyi, G., Pavlenko, I. (eds) Advanced Manufacturing Processes V. InterPartner 2023. Lecture Notes in Mechanical Engineering. Springer, Cham. https://doi.org/10.1007/978–3–031–42778–7_5.

2. Shi, Q., Wang, D., Zeng, X., Guo, Y., Wang, H., Xu, Z., Deng, Q., Zhong, H., Wang, B., & Li, C. (2024). Research on the Design of Multi-Rope Friction Hoisting System of Vertical Shaft Gravity Energy Storage System. Applied Sciences, 14(17), 7556. https://doi.org/10.3390/app14177556.

УДК 62–82:620.178.16

Мудрик В.В.
0009-0007-7122-406X
Березюк О.В., д-р техн. наук, професор
0000-0002-2747-2978
Вінницький національний
технічний університет

ВПЛИВ ЗУСИЛЛЯ ВИШТОВХУВАННЯ НА ШВИДКІСТЬ ЗНОШЕННЯ ГІДРОЦИЛІНДРА МЕХАНІЗМУ ВИШТОВХУВАЛЬНОЇ ПЛИТИ СМІТТЄВОЗА

Комунальне господарство України для збирання та транспортування твердих побутових відходів (ТПВ) використовує спеціальні автомобілі (сміттєвози) в кількості більше 4100 од., які здатні ущільнювати ТПВ, зменшуючи витрати на перевезення і необхідні площі полігонів. У більшості сміттєвозів технологічні операції здійснюється за допомогою гідравлічного привода робочих органів [1–7]. В процесі вивантаження ТПВ на елементи гідропривода плити діють значні навантаження, викликані перехідними процесами під час пуску. Враховуючи значну масу ТПВ в кузові сміттєвоза (3–16 т) та значну різницю між тертям спокою та тертям ковзання в напрямних виштовхувальної плити пускові перевантаження можуть досягати значних величин. Особливу небезпеку це становить для вузлів з'єднання гідроциліндр-плита, гідроциліндр-рама, а також для гнучких трубопроводів високого тиску, які підводять робочу рідину до гідроциліндра. Такі стрибки тиску в режимі перехідних процесів можуть стати причиною розриву трубопроводів високого тиску, виходу обладнання з робочого стану та значних втрат робочої рідини (як правило це високовартісне мінеральне мастило).

Впродовж виконання технологічних операцій поверхні робочих органів сміттєвозів піддаються інтенсивному зношуванню через велику кількість робочих циклів, значні зусилля виштовхування, наявність абразивних частинок в ТПВ, а також роботою в умовах широкого діапазону перепаду температур, відносної вологості та запиленості навколишнього середовища.

Найменший пробіг до напрацювання на відмову серед основних компонентів сміттєвозів із боковим способом завантаження ТПВ [8], згідно досліджень [9], має гідравлічна система, що вносить найбільш вагомий вклад у підвищення зношеності сміттєвозів [10]. Відмови гідроциліндрів через зношування робочих поверхонь сполучень, деформації штока та циліндра в процесі експлуатації не перевищують 28 % усіх відмов елементів гідропривода [11].

Ці дані корелюються також з даними, опублікованими в роботі [12], в якій зазначено також основні причини відмов гідросистеми сміттєвозів, спричинених зносом: для гідронасоса – знос шестерень; для гідроциліндрів – знос манжет, ущільнень, штока; для гідророзподільника – знос ущільнень, золотників; для шлангів – знос трубопроводів.Згідно [13] основними причинами несправностей гідроприводів є: зовнішня та внутрішня негерметичність. Зовнішня негерметичність становить 48% всіх відмов у гідросистемі і виникає внаслідок руйнувань шлангів та трубопроводів, а також розгерметизації ущільнень гідроциліндрів. Внутрішня негерметичність, становить 36 %.

У таблиці 1 наведені дані щодо впливу зусилля виштовхування на швидкість зношення робочого гідроциліндра механізму виштовхувальної плити сміттєвоза [12].

Таблиця 1 – Вплив зусилля виштовхування на швидкість зношення робочого гідроциліндра механізму виштовхувальної плити сміттєвоза [12]

Зусилля виштовхування, МН	Швидкість зношування, мкм/год	Зусилля виштовхування, МН	Швидкість зношування, мкм/год
30	0,14482	100	0,08316
40	0,13546	110	0,07536
50	0,12638	120	0,06795
60	0,11729	130	0,06081
70	0,10835	140	0,05397
80	0,09964	150	0,04752
90	0,09123		

Використовуючи дані табл. 1 за допомогою розробленої комп'ютерної програми «RegAnaliz», яка захищена свідоцтвом про реєстрацію авторського права на твір [14] і детально описана в роботах [15, 16], можна отримати парну регресійну залежність, що описує вплив зусилля виштовхування на швидкість зношення робочого гідроциліндра механізму виштовхувальної плити сміттєвоза, що вимагає проведення подальших досліджень.

Список використаних джерел

1. Козлов Л.Г., Репінський С.В., Паславська О.В., Піонткевич О.В. Характеристики мехатронного привода під час просторового руху маніпулятора // Наукові праці ВНТУ. 2017. № 2. 9 с.

2. Піонткевич О.В. Вплив параметрів системи керування гідроприводом мобільної робочої машини на динамічні характеристики // Вісник машинобудування та транспорту. 2016. № 2. С. 68–76.

3. Лозінський Д.О., Козлов Л.Г., Піонткевич О.В., Кавецький О.І. Оптимізація електрогідравлічного розподільника з незалежним керуванням потоків // Вісник машинобудування та транспорту. 2023. № 1. С. 87–91.

4. 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. № 5. С. 77–83.

5. Іскович-Лотоцький Р.Д., Міськов В.П., Слабкий А.В. Динамічна та математична моделі вібропрес-молота з електрогідравлічним керуванням // Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні. 2014. № 48. С. 3–10.

6. Піонткевич О.В. Підвищення ефективності багаторежимного гідропривода фронтального навантажувача. дис. ... канд. техн. наук: 05.02.02 – Машинознавство. Київ, НТТУ «КПІ», 2019. 249 с.

7. Березюк О.В. Науково-технічні основи проєктування приводів робочих органів машин для збирання та первинної переробки твердих побутових відходів: дис. ... докт. техн. наук: 05.02.02 – Машинознавство, Хмельницький. 2021. 482 с.

8. Bereziuk O.V., Savulyak V.I., Kharzhevskyi V.O. Dynamics of wear and tear of garbage trucks in Khmelnytskyi region // Problems of Tribology. 2022. No. 27(3/105). P. 70–75.

9. Березюк О.В. Надійність окремих вузлів і агрегатів сміттєвозів // Проблеми довговічності матеріалів, покриттів та конструкцій: тези доп. II–ої міжнар. інтернет–конф., 12 листопада 2014 р. Ч. 1. Вінниця: ВНТУ, 2014. С. 16.

10. Lobov N.V., Maltsev D.V., Genson E.M. Improving the process of transport of solid municipal waste by automobile transport // Proceedings of IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. IOP Publishing, 2019. No. 1(632). P. 012033.

11. Kotomchin A.N., Lyakhov Yu.G. Analysis of failures of knots and units of construction, road, lifting and transport machines and specialized motor transport on the example of MUE «Communalderservice» // Engineering & Computer science. No. 3. 2019. P. 174–178.

12. Корчак О.С., Біленець К.Є. Дослідження триботехнічних властивостей силових циліндрів гідравлічних пресів на базі інженерної методики оцінки їх ресурсу безвідмовної роботи // Обробка матеріалів тиском. 2019. № 1. С 186–192.

13. Nosenko A.S., Domnickij A.A., Altunina M.S., Zubov V.V. Theoretical and experimental research findings on batch-operation bin loader with hydraulically driven conveying element // Mining Information and Analytical Bulletin. 2019. No. 11. P. 119–130.

14. Березюк О.В. Комп'ютерна програма «Регресійний аналіз» («RegAnaliz») // Свідоцтво про реєстрацію авторського права на твір № 49486. К.: Державна служба інтелектуальної власності України. Дата реєстрації: 03.06.2013.

15. Bereziuk O.V. et al. Increasing the Efficiency of Municipal Solid Waste Pre–processing Technology to Reduce Its Water Permeability // Biomass as Raw Material for the Production of Biofuels and Chemicals: collective monograph. London: Routledge, 2021. P. 33–41.

16. Bereziuk O., Petrov O., Vishtak I. The Impact of the Parameters of the Briquetting Process Using a Hydraulic Press on the Density Briquettes of Plant Waste // Lecture Notes in Mechanical Engineering. Springer, Cham, 2025. P. 83–97.

УДК 621.744.075

Олексюк А.Ю.
ORCID 1111-1111-1111-1111
Сухоруков С.І., канд. техн наук, доцент
ORCID 0000-0003-4201-1691
Вінницький національний
технічний університет

ВИГОТОВЛЕННЯ ПІЩАНИХ ФОРМ З ВИКОРИСТАННЯМ 3D-ЕХНОЛОГІЙ

Технологія 3D-друку піщаних форм – це процес адитивного виробництва, який включає вибіркове нанесення рідкої сполучної речовини на шари піску для формування ливарної піщаної форми. Ця технологія подібна до друку на стурменевому принтері. Крапля сполучного матеріалу падає на підготовлений шар і локально зв'язує сусідні зерна, після цього наноситься наступний шар матеріалу – дрібнозернистого піску [1]. Ця технологія має численні переваги порівняно з традиційними методами виготовлення ливарних піщано–глинистих форм. Вона дозволяє швидко виготовляти складні внутрішні та зовнішні структури форм виливків, скорочуючи час, необхідний для традиційного виготовлення форм, та підвищуючи ефективність виробництва. Технологія 3D-друку підтримує індивідуальне виробництво, усуваючи потребу в спеціальних формах, забезпечуючи гнучкість для дрібносерійного та персоналізованого виробництва. Використання піщаного порошку на вимогу зменшує втрати матеріалу та збільшує його використання [2].

На відміну від традиційних методів формування піщаних форм, процес струменевого формування зв'язуючого матеріалу базується на пошаровому виробництві, що суттєво впливає на зчеплення піщаних зерен та кінцеву крихкість піщаних форм [3]. Остання властивість є критично важливою, оскільки вона відповідає за наявність піщаних включень у кінцевому виливку, а отже, і за його механічні властивості. Властивість крихкості 3D-друку не досліджувалася систематично та не повідомлялася в літературі з лиття металу та ливарного виробництва. [4]

3D-друк по дрібнозернистому піску дає можливість проєктувати та виготовляти ливарні форми, які неможливо отримати іншими способами. «Серед найпоширеніших дефектів друку – відхилення лінійних розмірів. Зазвичай цей дефект пов'язаний з якістю друку – налаштуванням, станом обладнання, якістю матеріалів, навколишнім середовищем, іноді такі параметри, як вологість, температура можуть зіпсувати весь друк. Непродруковані шари – дефект розшарування виникає при порушенні подачі смоли в зону друку, верхні та нижні шари не склеюються» [5].

Використання компонентів піщаних форм, виготовлених за допомогою 3D-друку, у промисловому виробництві обмежене через невизначеність, пов'язану з їхніми механічними властивостями, такими як проникність та термостабільність. Крім того, через пористу природу їхніх друкованих структур, їхні механічні властивості розсіяні та їх досить важко відтворити [6].

Проте, технологія 3D-друку піщаних форм дозволяє швидко створювати прототипи продукції, що полегшує перевірку дизайну. Незважаючи на вищі початкові інвестиції, технологія 3D-друку піщаних форм забезпечує довгострокову економію коштів за рахунок зменшення витрат, пов'язаних з формами, запасами та логістикою.

Підсумовуючи, машини для 3D-друку піщаних форм мають чіткі переваги у виробництві ливарних форм, пропонуючи швидші, гнучкіші та точніші виробничі рішення, тим самим стимулюючи інновації та підвищення ефективності в ливарній галузі.

Список використаних джерел

1. Le Néel TA, Mognol P, Hascoët J. A review on additive manufacturing of sand molds by binder jetting and selective laser sintering. *Rapid Prototyping Journal.* 2018. Vol. 24, No. 8, pp. 1325–1336. https://doi.org/10.1108/RPJ–10–2016–0161.

2. Hawaldar N.&Zhang, J.A comparative study of fabrication of sand casting mold using additive manufacturing and conventional proces. *International Journal of Advanced Manufacturing Technology*. 2018. Vol. 97(1–4), P. 1037–1045. https://doi.org/10.1007/s00170-018-2020-z.

3. Gawronová M., Lichý P., Kroupová I., Obzina T., Beňo, Nguyenová, I., Merta, V., Jezierski, J. & Radkovský, F. Evaluation of additive manufac-

turing of sand cores in terms of the resulting surface roughness. *Heliyon*. 2022. Vol.8(10), P. 1–10. https://doi.org/10.1016/j.heliyon.2022.e10751.

4. Kabasele J.K., Nyembwe, K.D. Optimisation of the Friability Property of Sand Moulds Produced by the Binder Jetting Process. *Inter Metalcast*. 2025. https://doi.org/10.1007/s40962–025–01677–6.

5. Дорошенко В.С. Про практику адитивного виробництва в ливарництві та засоби лабораторного відпрацювання піщаних формувальних чи стрижневих сумішей для цього. Процеси, технології та матеріали ливарного виробництва ISSN 2077–1304. Met. lit'e Ukr., 2022. vol. 30, № 1 (328), С. 62–68.

6. H. Ramezani Dana, M. El Mansori, Mechanical characterisation of anisotropic silica sand/furan resin compound induced by binder jet 3D additive manufacturing technology, *Ceramics International*, Volume 46, Issue 11, Part A, 2020, P. 17867–17880, https://doi.org/10.1016/j.ceramint.2020.04.093.

УДК 629.3.022

Поліщук Л.К., д-р. техн. наук, професор
ORCID 0000-0002-5916-2413
Шенфельд В.Й., канд. техн. наук, доцент
ORCID 0000-0002-5548-6971
Нікіфоров Н.С.
Вінницький національний
технічний університет

МОДЕРНІЗАЦІЯ РОБОЧОГО ІНСТРУМЕНТУ МОБІЛЬНОГО КОМПЛЕКСУ ДЛЯ РЕМОНТУ ДОРІГ

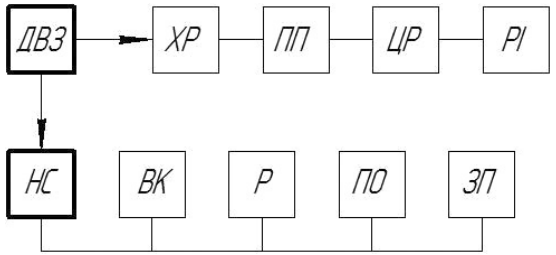
Стан автомобільних доріг відіграє важливе значення для економіки будь-якої країни, оскільки саме вони забезпечують внутрішньодержавні та міжнародні перевезення пасажирів і вантажів. Для їх ефективного використання необхідно, щоб спеціальне технологічне обладнання, що застосовують для ремонту та відновлення дорожнього полотна, відзначалось високою надійністю, продуктивністю та мобільністю.

Метою досліджень є підвищення ефективності функціонування машини холодного фрезерування дорожнього покриття за рахунок застосування розробленого гідравлічного вмонтованого привода для фрезерного барабана.

Спеціальні технологічні машини – холодні фрези (cold milling machine), виконують низку технологічних операцій для усунення недоліків дорожнього покриття: колійності, опуклостей, ям та інших дефектів з використанням технології холодного фрезерування [1].

Починаючи з кінця 20-х років цього сторіччя Вінницьким шляховим управлінням на дорогах міста експлуатується різні види машин для холодного фрезерування (МХФ) дорожнього покриття фірми Wirtgen (виробник Wirtgen GmbH, ФРН). Зокрема, технологічна машина Wirtgen W100 має будову, структурна схема якої наведена на рисунок 1.

Робочий інструмент (фрезерний барабан) отримує обертання від вала відбору потужності дизельного двигуна через хвильовий редуктор, роботою якої керує гідравлічна муфта, поліклинову передачу та одноступінчастий циліндричний редуктор, закріплений ззовні на лівій рухомій щоковині машини, яка разом із правою утворює опорну поверхню осі фрезерного барабана.



ДВЗ – двигун внутрішнього згорання, *ХР* – хвильовий редуктор, *ПП* – пасова передача, *ЦР* – циліндричний редуктор, *РІ* – робочий інструмент, *НС* – насосна станція, *ВК* – привод відвантажувального конвеєра, *Р* – привод руху, *ПО* – привод піднімання/опускання машини, *ЗП* – привод захисник плит.

Рисунок 1 – Структурна схема будови машини для холодного фрезерування Wirtgen W100

Вихідний вала циліндричного редуктора з'єднаний із внутрішньою фланцевою поверхнею фрезерного барабана, через яку він отримує обертальний рух. Регулювання частоти обертання фрезерного барабана в існуючій конструкції здійснюється за допомогою заміни шківів відповідних розмірів, за рахунок чого машина працює з двома частотами обертання: 117 хв$^{-1}$ або 247 хв$^{-1}$. Заміна шківів вимагає значних витрат часу та допоміжних інструментів, що впливає на загальну продуктивність машини. Крім того, установка шківів поліклинової передачі на різні базові поверхні може призвести до порушень точності монтажу, осьовому зміщенню шківів, паралельності валів, що суттєво зменшує термін служби передачі.

Розгалужена гідравлічна система машини забезпечує роботу приводів відвантажувального конвеєра, коліс, піднімання і опускання тазахисних плит [2].

За результатами проведеного аналізу [3,4] основних типів приводів машин різного технологічного призначення авторами запропоновано конструкцію фрезерного барабана, в якій за рахунок використання комплектного гідравлічного привода переважно усуваються зазначені недоліки.

На рисунку 2 показана конструктивна схема розробленої конструкції фрезерного барабана, яка містить корпус 1, в середині

якого розміщено вмонтований гідравлічний привод з гідродмотором 2, який встановлено в порожнині піввісі 3, що скріплена з корпусом передавального механізму 4. На вихідному валу 5 передавального механізму 4 закріплено приводний диск 6, який нерухомо з'єднано з кільцем 7, що жорстко скріплене з внутрішньою поверхнею корпусу барабана 1. Вихідний вал 5 встановлено в підшипнику 8, який розміщений в корпусі 9, котрий прикріплено до щоковини 10. З протилежною щоковиною 11 скріплено піввісь 3. Напрямний фланець 12, який через підшипники 13 встановлено на піввісі 3, розміщений по конічній поверхні опорного кільця 14, що жорстко скріплений з корпусом барабана 1.

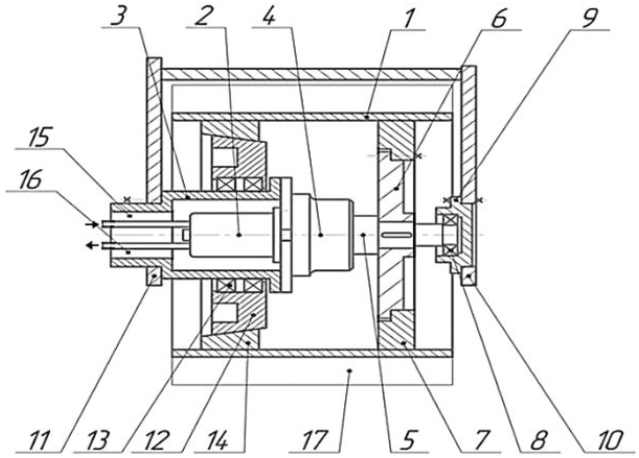


Рисунок 2 – Конструктивна схема фрезерного барабана МХФ

У порожнині піввісі 3 улаштовано дві гідромагістралі 15 та 16, одна з яких через напірний трубопровід під'єднана до робочої камери гідромотора, а інша, через виливний трубопровід, – із зливною камерою гідромотора. На поверхні барабана за гвинтовою лінією шевроном нерухомо встановлено з відповідним кроком різцеві головки (умовно на схемі непоказані), які мають робочу зону 17.

Робоча рідина під тиском через напірну гідромагістраль подається в робочу камеру гідромотора. В результаті взаємодії робочої рідини з роторними елементами гідромотора відбувається обертання його

вихідного вала, який через передавальний механізм приводить в рух приводний диск та опорне кільце, яке надає корпусу барабана обертального руху.

Розроблена конструкція привода фрезерного барабана відзначається невеликими габаритами та числом складальних одиниць, а також можливістю його установки на базові опорні елементи. Спрощена кінематична схема дозволяє підвищити надійність роботи машини, а використання гідромотора дає можливість плавно змінювати частоту обертання фрезерного барабана для забезпечення необхідного режиму роботи машини.

Зазначені властивості надають ряд нових технологічних переваг розробленій конструкції робочого інструмента: підвищення надійності за рахунок зменшення складових вузлів від базової до нової конструкції; простота конструкції з врахуванням можливості монтажу на існуючі опорні базові поверхні барабана; зменшення металомісткості; можливість плавного регулювання частоти обертання фрезерного барабана в залежності від умов експлуатації; не потребує додаткового джерела живлення, та легко улаштовується в розвинену гідросистему недоступні для існуючого привода.

Список використаних джерел

1. Сучасні машини і прогресивні технології для будівництва доріг [Електронний ресурс] / Wirtgen GmbH. – 2016. Режим доступу: http://www.wirtgen.de

2. Керівництво по холодним фрезам Wirtgen: Технологія та застосування [Електронний ресур] / Wirtgen GmbH. – 2016. Режим доступу: http://www.wirtgen.de

3. Поліщук Л.К. Вибір раціональної схеми привода конвеєра за критеріальними оцінками / Л.К. Поліщук, Р. П. Коцюбівський, С.А. Барабанов // Збірник наукових праць ВНАУ. Серія: Технічні науки. – 2012. – Вип. 10, т.2 (59). – С. 149–154.

4. Поліщук Л.К. Вмонтовані гідравлічні приводи з гнучким тяговим органом чутливі до зміни навантаження : монографія [текст] / Л.К. Поліщук, О.О. Адлер // Вінниця, ВНТУ, 2010 р. – 184 с.

УДК 621.822.6:621.891:519.876.5

Сорока М.О.
ORCID 0009-0006-8929-777X
Віштак І.В., канд. техн. наук, доцент
ORCID 0000-0001-5646-4996
Ковалевський С.В., д-р техн. наук, професор
ORCID:0000-0002-4708-4091

ПІДВИЩЕННЯ ТОЧНОСТІ І ДОВГОВІЧНОСТІ НЕРУХОМИХ З'ЄДНАНЬ ПІДШИПНИКІВ КОЧЕННЯ НА ОСНОВІ ГЕНЕТИЧНОЇ ОПТИМІЗАЦІЇ ПАРАМЕТРІВ ПОСАДКИ

Підшипники кочення є ключовими елементами машинобудівних конструкцій, визначаючи точність, надійність і довговічність механізмів. Нерухомі з'єднання підшипникових кілець з валом або корпусом здійснюються за допомогою посадок з натягом, які мають забезпечувати надійну фіксацію з мінімальними контактними напруженнями та стабільністю точності обертання [1]. Недостатній натяг призводить до мікропровертання кільця, викликаючи фретинг-корозію і знос, а надмірний – до концентрації напружень і скорочення довговічності [2]. Стандарти ISO 286 і довідкові таблиці не враховують комплексну взаємодію факторів, таких як шорсткість, хвильова похибка та теплові деформації [1].

Розглядається нерухоме з'єднання зовнішнього підшипникового кільця з корпусом. Основні параметри: внутрішній діаметр d_i, зовнішній діаметр d_o, діаметр отвору корпусу D_h, номінальний натяг посадки $\Delta_{fit} = d_o - D_h$ (мкм).

Реальна посадкова поверхня відхиляється від ідеального циліндра за рахунок:

• шорсткості поверхні R_a (середнє арифметичне відхилення профілю, мкм);

• хвильової похибки E_{wav} (амплітуда багатохвильової складової, мкм).

Радіальний профіль можна описати у полярних координатах як:

$$r(\theta) = r_0 + E_{wav}\cos(n\theta) + \xi(\theta),$$

де r_0 – номінальний радіус, n – кількість хвиль по колу (звичайно 3–5), $\xi(\theta)$ – випадкова складова шорсткості.

Для товстостінного циліндра під дією контактного тиску p_c радіальні σ_r та тангенціальні σ_θ напруження визначаються класичними формулами Ламе:

$$\sigma_r(r) = (d_o^2 d_i^2 p_c)/(d_o^2 - d_i^2)\,(1/r^2 - 1/(d_o^2)),$$

$$\sigma_\theta(r) = (d_o^2 d_i^2 p_c)/(d_o^2 - d_i^2)\,(1/(d_o^2) + 1/r^2).$$

Максимальні напруження виникають на внутрішній поверхні $r = d_i$:

$$\sigma_{\theta,\,max} = (2d_o^2 p_c)/(d_o^2 - dr_i^2).$$

Радіальна деформація визначається наступним чином:

$$u_r(r) = (1+\upsilon)/E\; p_c\,(d_o^2 d_i^2)/(d_o^2 - d_i^2)\,(1/r + \upsilon r/(d_o^2)),$$

де E – модуль Юнга, υ – коефіцієнт Пуассона.

Максимальне контактне напруження визначається за формулою Герца:

$$\sigma_H = 0.418((PE^*)/\rho)^{(1/3)},$$

де P – нормальне навантаження на тіло кочення, $E^* = E/(1-\upsilon^2)$ – приведений модуль пружності, ρ – приведений радіус кривизни.

Радіальне биття внутрішнього кільця Δ_{runout} враховує хвильову похибку, деформації і початковий радіальний зазор:

$$\Delta_{runout} = E_{wav} + \Delta u_r + k_g G_r,$$

де Δu_r – деформація, k_g – коефіцієнт впливу зазору.

Ймовірність мікропровертання P_{slip} оцінюється як:

$$P_{slip} = 1 - \exp(-(2M_{ext})/(\mu d_o\, bp_c\, d_o/2)),$$

де M_{ext} – зовнішній крутний момент, μ – коефіцієнт тертя у посадці, b – ширина кільця.

Базова розрахункова довговічність за стандартом ISO 281 [3]:

$$L_{10} = (C/P)^p \times 10^6 \text{ «обертів»},$$

де C – динамічна вантажопідйомність, P – еквівалентне навантаження, $p = 3$ для кулькових підшипників.

Модифікована довговічність:

$$L_{10,mod} = a_1\, a_{ISO}\, L_{10},$$

де a_1, a_{ISO} – коефіцієнти надійності і умов експлуатації з урахуванням посадки.

Розширення деталей при підвищенні температури:

$$\Delta_{temp} = \alpha\,(T_{op} - T_{amb})\,d_o,$$

де α – коефіцієнт теплового розширення, T_{op} – робоча температура, T_{amb} – температура навколишнього середовища.

Для комплексної оцінки якості з'єднання введено багатокритеріальний функціонал:

$$J = w_1\hat{\sigma}_H + w_2\hat{P}_{slip} + w_3\hat{\Delta}_{runout} + w_4\hat{L}_{10}^{-1},$$

де коєфіцієнти позначають нормовані безрозмірні величини, w_i – вагові коефіцієнти (0,3; 0,3; 0,2; 0,2 відповідно).

Оптимізацію проведено генетичним алгоритмом з дійсним кодуванням параметрів $\Theta = (\Delta_{fit}, R_a, E_{wav})$ з початковою популяцією 50 індивідів, турами селекції, кросовером і мутацією [3,4].

Оптимальні параметри, які забезпечили мінімізацію функціоналу :

$\Delta_{fit}^* = 58$ мкм, $R_a^* = 0.35$ мкм, $E_{wav}^* = 0.6$ мкм.

Порівняно з початковою конфігурацією, зниження контактних напружень на 22%, ймовірності мікропровертання на 56%, покращення точності обертання на 35% і збільшення довговічності на 28%.

Список використаних джерел:

1. Persson B.N. J. *Influence of Surface Roughness on Press Fits.* Tribology Letters. 2023; 71(1):19. doi: 10.1007/s11249–022–01688–y.

2. Izard E., García-Martín R., Rodríguez-Martín M., Lorenzo M. *Influence of the Friction Coefficient on the Stress Distributions and Contact Pressure in Press-Fits via Finite Element Analysis.* Lubricants. 2023; 11(11):472. doi:10.3390/lubricants11110472.

3. Baklouti A., Dammak K., El Hami A. *Optimum reliable design of rolling element bearings using multi-objective optimization based on C–NSGA-II.* Reliability Engineering & System Safety. 2022; 243:108229.

4. Qiu M., Zhang J., Wang H., Yang C., Tang Y., Zhang P. *Multiobjective optimization design of wheel hub bearings based on Kriging–NSGA–II.* Journal of Mechanical Science and Technology. 2024; 38:1341–1353. doi:10.1007/s12206–024–0129–6.

УДК 621.822.7;892;791

Віштак І.В., канд. техн. наук, доцент
ORCID 0000-0001-5646-4996
Сорока М.О.
ORCID 0009-0006-8929-777X
Вінницький національний
технічний університет

ПІДВИЩЕННЯ ТОЧНОСТІ ТА ДОВГОВІЧНОСТІ НЕРУХОМИХ З'ЄДНАНЬ ПНЕВМАТИЧНИХ (АЕРОСТАТИЧНИХ) ПІДШИПНИКІВ ШЛЯХОМ КЕРОВАНОГО ВІДНОВЛЕННЯ ПОВЕРХНЕВОГО ШАРУ

Пневматичні (аеростатичні) підшипники посідають провідне місце в сучасних надпрецизійних системах – координатно-вимірювальних машинах, оптичних платформах, високоточних верстатах, установках для мікрообробки та мікропозиціювання. Їх переваги включають відсутність контактного тертя, стабільність руху, низький рівень вібрацій та відсутність забруднення мастильними матеріалами. Однак критичним елементом конструкції залишаються **нерухомі з'єднання** підшипника, що забезпечують геометричну базу та впливають на точність і стабільність газової плівки. Саме стан поверхневого шару цих з'єднань визначає якість підшипникової опори, її довговічність та робочу точність.

У дослідження закордонних науковців [1, 2] доведено, що навіть незначна деградація поверхневого шару нерухомих елементів спричиняє зміну товщини газової плівки, що призводить до похибок мікропозиціонування. Крім того, нерівномірність топографії поверхні може провокувати явище **пневматичного удару (pneumatic hammer)**, що різко знижує стабільність роботи підшипника та збільшує ризик аварійного контакту.

Зважаючи на це, розвиток методів **керованого відновлення поверхневого шару** і побудова **математичних моделей деградації та відновлення** є важливими завданнями для забезпечення довговічності та високої точності аеростатичних підшипників.

Поверхневий шар нерухомих з'єднань виконує роль базової конструкційної площини, на якій формується газова плівка. У

нормальних умовах товщина плівки становить 5–25 мкм та повинна забезпечувати високу однорідність шару. Навіть локальні дефекти або мікротріщини зі зміненою шорсткістю можуть змінити розподіл тиску і викликати нерівномірність навантаження.

Основними механізмами деградації поверхневого шару є:

• мікроабразивний знос при короткочасному контакті під час запуску або втрати тиску;

• адгезійний знос у разі забруднення повітряного потоку;

• утворення мікротріщин внаслідок циклічних навантажень і температурних перепадів;

• інтенсивне пластичне деформування у зонах локальних навантажень [3].

У роботі [1] авторами математично доведено, що навіть зміна геометрії в межах 1–3 мкм істотно впливає на модальні частоти системи «підшипник-навантаження». Це провокує перехід до нестійких режимів, у т. ч. появу «пневматичного удару».

З метою відновлення геометрії та підвищення довговічності застосовуються три групи технологій:

Металеві тонкошарові покриття:

• PVD-покриття (TiN, CrN), що забезпечують високу твердість (>20 ГПа);

• DLC задовільняють надвисоку твердість, низький коефіцієнт тертя (0,05–0,12);

• холодне газодинамічне напилення – відновлення без термодеформацій.

Тонкошарові покриття підвищують довговічність поверхні у 2–4 рази [4].

Лазерне наплавлення та мікроклатінг створюють рівномірний шар із високою адгезією, перевагою якого є точний контроль товщини (10–80 мкм) та геометрії.

Полімерні композити та анаеробні адгезиви застосовуються для відновлення посадок нерухомих з'єднань. Дослідження авторів [5] показали, що правильно підібраний склад компаунду забезпечує підвищення ресурсу відновленої посадки до 3 разів.

Для опису еволюції поверхневого шару застосовується модифікована модель Арчарда [6]:

$$\frac{dh}{dt} = D(t) - k\frac{F(t)v(t)}{H}f\big(R(t),T(t)\big),$$

де $h(t)$ – товщина відновленого шару, $D(t)$ – швидкість відновлення, $F(t)$, $v(t)$ – контактна сила та відносна швидкість, H – твердість матеріалу, $f(R,T)$ – залежність від шорсткості та температури.

Важливою складовою моделі є динамічний зв'язок між топографією поверхні та поведінкою газової плівки, що описується рівнянням Рейнольдса для стисливого середовища. Поєднання моделей зносу з машинним навчанням (XGBoost, Random Forest), дозволяє прогнозувати залишковий ресурс за експериментальними даними про шорсткість і навантаження.

Упродовж дослідження встановлено, що параметри шорсткості та мікроструктури поверхневого шару є критичними для стабільності газової плівки в аеростатичних підшипниках, а їх відхилення на рівні 1–3 мкм призводять до порушення тискового поля та підвищення ризику пневматичної нестабільності. Запропонована математична модель, що поєднує модифіковане рівняння Арчарда та рівняння Рейнольдса, дозволила прогнозувати інтенсивність зношування та залишковий ресурс поверхні нерухомих з'єднань.

Порівняльний аналіз технологій відновлення засвідчив високу ефективність надтвердих покриттів (DLC, CrN) та лазерного мікронаплавлення для забезпечення геометричної стабільності та низького коефіцієнта тертя. Доведено, що застосування методів керованого відновлення поверхневого шару може збільшити довговічність вузлів у 2–5 разів, що істотно підвищує надійність та точність роботи високоточних пневматичних опор.

Напрямом подальших досліджень є створення комплексної моделі керованого відновлення поверхневого шару нерухомих з'єднань пневматичних підшипників, яка інтегруватиме реальні експлуатаційні навантаження, динаміку газової плівки та еволюцію мікротопографії для прогнозування ресурсу та підвищення точності опор, розроблення інтегрованих моделей прогнозування зношування та оптимізації процесів відновлення поверхневого шару аеростатичних підшипників з урахуванням реальних експлуатаційних навантажень і динаміки газової плівки.

Список використаних джерел:

Rahmani F., Makki E., Giri J. Influence of Bearing Wear on the Stability and Modal Characteristics of a Flexible Rotor Supported on Powder–Lubricated Journal Bearings. *Lubricants*. 2023. Vol. 11, No. 9. P. 355. DOI: https://doi.org/10.3390/lubricants11090355

Marchenko D., Matvyeyeva K. Study of the Stress–Strain State of the Surface Layer During the Strengthening Treatment of Parts. *Problems of Tribology*. 2022. Vol. 27, No. 3(105). P. 82–88. DOI: https://doi.org/10.31891/2079–1372–2022–105–3–82–88

Сорока М. О., Віштак І. В. Експлуатаційні показники нерухомих з'єднань підшипників під час їх роботи. *Наукові праці ВНТУ*. 2025. № 2. Режим доступу: https://praci.vntu.edu.ua/index.php/praci/article/view/767 DOI: https://doi.org/10.31649/2307–5376–2025–2–232–238

Wang X., Zhao W., Shi T., Cheng L., Hu S., Zhou C., Cui L., Li N., Liaw P. K. A Review on Tribological Wear and Corrosion Resistance of Surface Coatings on Steel Substrates. *Coatings*. 2025. Vol. 15, No. 11. P. 1314. DOI: https://doi.org/10.3390/coatings15111314

Toirov I., Kholmatov R., Mamatkulov A. Theoretical prerequisites for improving durability of fixed rolling bearing joints restored with anaerobic compounds. *E3S Web of Conferences*. 2023. Vol. 365. Article 04020. DOI: https://doi.org/10.1051/e3sconf/202336504020

Rezaei A., Van Paepegem W., De Baets P., Ost W., Degrieck J. Adaptive finite element simulation of wear evolution in radial sliding bearings. *Wear*. 2012. Vol. 296, No. 1–2. P. 660–670. DOI: https://doi.org/10.1016/j.wear.2012.08.013

УДК 621.3.038

Шиліна О.П., канд. техн наук, доцент
ORCID 0009-0008-4123-5822
Вінницький національний
технічний університет

ВПЛИВ ВАНАДІЮ НА УТВОРЕННЯ СТРУКТУРИ В НАПЛАВЛЕНИХ ПОВЕРХНЯХ ДЕТАЛЕЙ

Для розвитку машинобудування, сільськогосподарської промисловості, автомобілебудування актуальним завданням сьогодення є створення на поверхні конструкційних матеріалів поверхневих шарів, які здатні тривалий час надійно працювати за умов тертя та зношування при одночасній дії робочих середовищ. Адже внаслідок зношування в процесі тертя, ерозії та кавітації виходять з ладу близько 85–90 % деталей машин та механізмів цих галузей промисловості, а витрати на їхнє відновлення та ремонт у декілька разів перевищують вартість готових виробів [1]. Тому інструментом для підвищення довговічності означених виробів ми вибрали один із найросповсудженіших методів інженерії поверхні – наплавлення з легувальними пастами [2].

Мета роботи полягає у вивченні характеру структуроутворення у поверхневих шарах конструкційних сталей під час наплавлення з легувальною пастою, ідентифікації їх фазового складу та властивостей.

Об'єктом дослідження вибрано поверхневі шари на конструкційній сталі 40Х. На попередньо підготовлені до наплавлювання шийки вала рівномірно наносили пасту на основі феррованадію марки ФВд50У0,5. Обробка здійснювалась на вдосконаленій установці УД–209М. Наплавлення виконували на постійному струмі, полярність – зворотна (плюс – електрод, мінус – деталь), наплавочним дротом Нп–30ХГСА.

Перед наплавленням на поверхню досліджуваної сталі тонким шаром (завтовшки 550–800 мкм) наносили попередньо приготовану легувальну обмазку (80 % дисперсного порошку ФВд 50У0,5 + 20 % рідкого скла), забезпечували обертання деталі та поступальне переміщення наплавлювальної головки.

Мікроструктуру та фазові зміни досліджували за допомогою оптичного мікроскопа МИМ–8 та чутливої електронної камери. Як

травник використовувався розчин хлористого заліза та азотної кислоти ($FeCl_3 + HNO_3$).

Легування наплавлених шарів досліджуваної сталі дало змогу сформувати на їх поверхні шари товщиною близько 1250–1520 мкм із градієнтною структурою та підвищеними властивостями.

Відомо, що при визначеній кількості ванадію у білому чавуні замість ледебуріту кристалізується евтектика, яка складається з карбіду ванадію $VC^{0,88}$ та перліту при кімнатній температурі. Ця евтектика має інвертовану структуру – в ній матрицею слугує перліт, в якому вкраплена карбідна фаза і така структура повністю відповідає принципу Шарпі-Бочвара [3].

Розподіл мікротвердості на зразку із сталі 40Х, наплавлених після нанесення обмазки на основі феррованадію показано на рисунок 1. Мікротвердість зразків наплавлених з феррованадієм значно вища і досягає 600 МПа на відстані 1.0 мм від поверхні.

Рівень максимальної мікротвердості 450 МПа, на зразку без обмазки, що відповідає твердості на глибині 1,5 мм на зразках з обмащенням Таким чином на зразках з використанням обмащення отримали значне збільшення товщини зміцненого шару зі збереженням якості поверхневого шару: без тріщин, пор та напливів.

Дослідження показали, що повна «інверсія» мікроструктури карбідної евтектики досягається при вмісті не менш як 10–12 % ванадію у чавунах зі звичайним вмістом вуглецю (2,8–3,3 %).

Така незвичайна мікроструктура білого чавуну забезпечує високу міцність, в'язкість та зносостійкість металу [3]. Можливо це пояснюється тим, що завдяки нагріву електричною дугою матеріалу деталі внутрішні та поверхневі шари металу встигають розігріватися до більш високих температур. Враховуючі супутній нагрів деталі до 400–500 ºС, додаткове підвищення температури на 300–325 ºС переводе метал у область фазових перетворень, де відбувається дифузія ванадію вглиб металу, що сприяє проникненню зміцненого шару на більшу глибину.

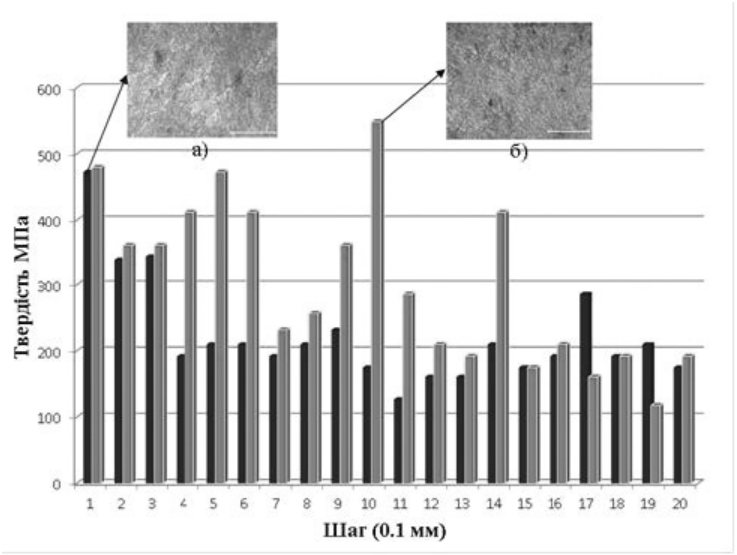


Рисунок 1 – Характер розподілу мікротвердості наплавленого шару

Підвищена твердість на глибині 1.5 мм пояснюється появою в структурі карбідів ванадію, рівномірно розташованих у матриці (перліті). Крім того, відбувається стабілізування цементиту у зоні тертя та зношування.

Аналіз отриманих результатів свідчить:

– досягається оптимальна об'ємна структура, при якій тверді зони, що складаються з більш крихкого матеріалу, ізольовані одна від одної, а між ними розташована безперервна матриця з в'язкого незміцненого матеріалу;

– виконується так званий принцип Шарпі-Бочвара.

Список використаних джерел

1. Власов А.Ф. Наплавлення : навч. посібник / А.Ф. Власов [та інш.]. – Краматорськ, ДДМА, 2010. – 336 с.

2. Кузнецо В.Д. Фізико-хімічні основи створення покриттів./ В.Д. Кузнецов, В.М. Пащенко. – Навч. посібник. – К. : НМЦВО, 1999. – 176 с.

3. Savulyak V.I., Shenfeld V.Y., Shylina O.P., Osadchuk A.A. (2022) Structure formation of abrasive-resistant coatings. / Problems of Tribology, V.27, No 1/103-2022,58–64.

УДК 621.924.93

Ящук О.П.
Державний університет
«Київський авіаційний інститут»

ПІДВИЩЕННЯ ПРОДУКТИВНОСТІ ПАКЕТНОГО РІЗАННЯ ГІДРОАБРАЗИВНИМ СТРУМЕНЕМ

Доцільність застосування пакетного різання матеріалів гідроабразивним струменем визначається наступними перевагами: можливість вирізання тонколистових деталей по будь-якому контуру; високою продуктивністю; ідентичністю і точністю форм деталей, вирізаних з одного пакета.

Велике значення для отримання гарних результатів при пакетному різанні має кваліфікована підготовка матеріалу. При наявності зазорів гідроабразивний струмінь викривляється і розтікається в сторони, утворюються завихрення, які перешкоджають наскрізному прорізання матеріалу. Для забезпечення стійкості процесу пакетного різання гідроабразивним струменем місце обробки додатково стягується, що накладає істотні обмеження на можливість вирізання деталей по складному контуру.

Для визначення продуктивності ставились наступні завдання:

1. Оцінка впливу режимів різання та конструктивних параметрів пакета на процес різання.

2. Встановлення закономірності відхилення форми та розташування по поверхні різу деталей від режимів різання та конструктивних параметрів пакета.

3. Встановлення функціональної залежності величини міжшарового зазору від діаметра зерна, фізико-механічних властивостей матеріалу, товщини і режимів різання.

Для виконання поставлених завдань було розглянуто сучасний стан проблеми забезпечення ефективності гідроабразивного різання.

Вивчено схеми мікрорайонування матеріалів при різному характері впливу струменя. Встановлено взаємозв'язок динамічних і геометричних параметрів струменя, фізико-механічних властивостей оброблюваного матеріалу з продуктивністю процесу різання.

Для різання пакетованних матеріалів рекомендується вибирати режими різання так, ніби розрізається один лист відповідної товщини, без урахування особливостей зібраного пакета матеріалу.

Однак основні труднощі при гідроабразивному різанні виникають саме внаслідок нещільного прилягання листів в пакеті. При наявності зазорів гідроабразивний струмінь викривляється і розтікається в сторони, утворюючи завихрення, які перешкоджають наскрізному прорізання матеріалу, при цьому процес різання припиняється.

Для забезпечення наскрізного прорізання місце обробки додатково стягується або навантажується. При вирізанні внутрішніх контурів різання починають з отворів, заздалегідь просвердлених на деякій відстані від контуру деталей на тих частинах пакета, які йдуть у відхід.

Однак створення міжшарового зазору призводить до зниження точності, внаслідок розширення струменя і його відхилення по товщині пакета, що обумовлює необхідність розробки математичних моделей, що дозволяють призначати не тільки технологічні режими різання, але і конструктивні параметри пакета матеріалів.

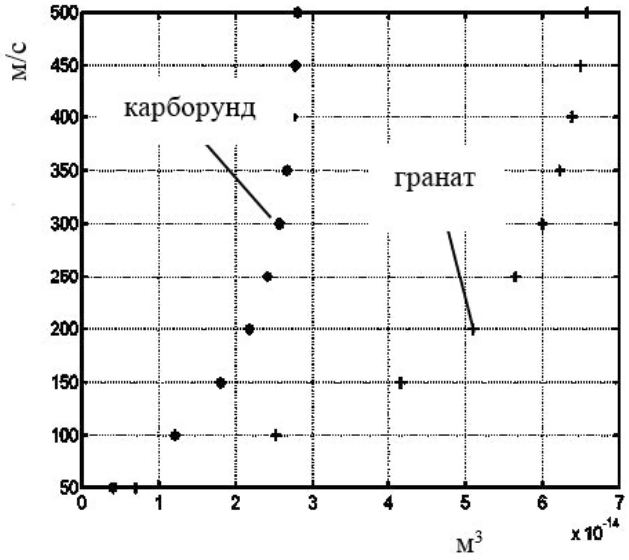


Рисунок 1 – Залежність об'ємного зняття матеріалу від швидкості і типу зерна

Проведені розрахунки показують, що при використанні в якості абразиву більш твердого матеріалу – гранату, продуктивність процесу зростає в порівнянні з карборундом на 100–200% (рисунок 1).

Висновки. Встановлено функціональну залежність величини міжшарового зазору пакета матеріалів від діаметра зерна, фізико-механічних властивостей матеріалу та режимів різання, що забезпечує підвищення продуктивності обробки за рахунок поліпшення умов відведення робочої рідини із зони різання. Ефективний зазор варіюється в межах від 0,8 мм до 1,5 мм.

2. Встановлено функціональну залежність ширини і конусності різу від міжшарового зазору, товщини, фізико-механічних властивостей матеріалу і режимів різання, що забезпечує необхідну точність вирізаних деталей.

3. Встановлено, що збільшення швидкості подачі призводить до зниження ширини різу. Зворотна залежність спостерігається при збільшенні товщини матеріалу і міжшарового зазору. Збільшення конусності перетину спостерігається при зростанні подачі, зазору і товщини листа. Аналогічна залежність спостерігається і для кута відхилення струменя.

Список використаних джерел

1. Проволоцкий А. Е. Струменево-абразивна обробка деталей машин. – К.: Техніка, 1989. – 279 с.

2. Саленко О.Ф. Про виконання гібридних технологій в обробці пластин із надміцних матеріалів / Саленко О.Ф., Щетинін В.Т., Фомовська О.В. // International Scientific-Methodological Conference "How to teach material sciences: new approaches and experiences from the MMATENG project". – Krakov–Mariupol, July 23, 2015. – p. 183–187. 92.

3. Саленко О.Ф. Дослідження перехідного процесу формування гідроабразивного струменя, використовуваного для перфорації / О.Ф. Саленко, О.М. Мана, Є.С. Коваль, Ю.О. Павлюченко // Вісник КрНУ ім. Михайла Остроградського. 2012. – №5(76). – С. 93–98.

4. Ящук О.П. Бочаров В.П. Бадах В.Н. Вплив параметрів робочого процесу на ефективність гідроструменевої обробки // Промислова гідравліка і пневматика. – 2005.– №2(8). – С. 82–86.

УДК 621.833+621.01

Василишин В.Я., канд. техн. наук, доцент
ORCID ID: 0000-0002-0367-1198
vitalii.vasylyshyn@nung.edu.ua
Василишин О.О.
https://orcid.org/0009-0001-5914-5293
Івано-Франківський національний
технічний університет нафти і газу

ОПТИМІЗАЦІЯ КОНСТРУКЦІЙ РЕДУКТОРІВ ДЛЯ ВАЖКОГО МАШИНОБУДУВАННЯ

У тезах розглянуто комплексні підходи до оптимізації конструкцій редукторів, які застосовуються у важкому машинобудуванні. Редуктори залишаються ключовими елементами приводних систем, що забезпечують перетворення і передавання крутного моменту в умовах інтенсивних навантажень та складної експлуатації. Сучасні вимоги до енергоефективності, компактності, довговічності та надійності машин висувають потребу у вдосконаленні геометрії зубчастих передач, використанні новітніх матеріалів, підвищенні ефективності мастильних систем, оптимізації конструкцій корпусів і систем охолодження. Особливу увагу приділено застосуванню цифрових технологій, зокрема методу скінченних елементів, цифрових двійників та алгоритмів штучного інтелекту у проєктуванні та діагностиці приводних систем. Проведено аналіз впливу матеріалознавчих інновацій, топологічної оптимізації та інтелектуальних систем технічного стану на підвищення ресурсу роботи та енергоощадність обладнання. Показано, що впровадження оптимізованих конструкцій редукторів здатне забезпечити суттєве скорочення витрат на ремонт, збільшення міжремонтного ресурсу, зниження маси обладнання та підвищення його загальної продуктивності. Наведено прогноз розвитку технологій конструювання редукторів у контексті цифровізації та екологізації машинобудівної галузі.

Ключові слова: редуктор, важке машинобудування, зубчасті передачі, оптимізація, енергоефективність, цифровий двійник, матеріалознавство, планетарний привод, моделювання, мастильна система.

Редуктори є одними з ключових елементів приводних систем у галузі важкого машинобудування. Вони використовуються в підйомно-транспортних машинах, гірничодобувному обладнанні, металургійних агрегатах, бурових установках, великогабаритних конвеєрах та інших системах, де необхідно забезпечити надійне, стабільне й ефективне передавання крутного моменту. Зростання вимог до продуктивності, компактності, енергоефективності та ресурсу роботи машин зумовлює необхідність глибокої оптимізації конструкцій редукторів. Сучасні технології матеріалознавства, цифрового моделювання та автоматизованого керування відкривають нові можливості для створення високоефективних редукторів нового покоління.

Мета тез – комплексно проаналізувати шляхи оптимізації конструкцій редукторів для важкого машинобудування, включаючи удосконалення геометрії зубчастих зачеплень, підвищення зносостійкості, зменшення маси, зниження втрат на тертя, підвищення енергоефективності та надійності, а також використання цифрових технологій моделювання та діагностики.

Редуктори є ключовими елементами приводних систем у важкому машинобудуванні. Вони застосовуються в підйомно-транспортних машинах, гірничодобувному обладнанні, металургійних агрегатах, бурових установках, великогабаритних конвеєрах та інших технічних комплексах, де необхідно забезпечити стабільне, надійне та ефективне передавання крутного моменту. З огляду на постійне зростання вимог до продуктивності, компактності, енергоефективності та довговічності машин виникає потреба в глибокій оптимізації конструкцій редукторів. Сучасні досягнення матеріалознавства, цифрового моделювання та автоматизованих систем керування відкривають нові можливості для створення редукторів нового покоління.

Редуктори у важкому машинобудуванні виконують функції зниження частоти обертання, збільшення крутного моменту, формування необхідної кінематичної структури привода та забезпечення роботи машин у складних умовах, включаючи високі циклічні навантаження, запилене або агресивне середовище, підвищені температури та значні вібраційні впливи. Вдосконалення конструкцій дозволяє суттєво збільшити ресурс роботи, підвищити продуктивність, зменшити енергоспоживання та оптимізувати масогабаритні

параметри. У промисловості застосовують різні типи редукторів – циліндричні, конічні, планетарні та черв'ячні, кожен з яких має свої конструктивні переваги та сферу використання. Проте традиційні редуктори часто стикаються з проблемами підвищених втрат на тертя, шуму, вібрацій, недостатньої жорсткості корпусів, перегрівання, зношування зубців та недостатньо ефективних мастильних систем. Це актуалізує потребу в оптимізації зубчастих передач, зокрема в корекції профілю зубців, застосуванні модифікованих евольвентних форм, підвищенні контактної міцності за рахунок зміцнення поверхонь і використання високоякісних сталей, а також у зниженні шуму через точне шліфування та оптимізацію геометрії зачеплень. Планетарні передачі у важких редукторах забезпечують значне зменшення маси та рівномірний розподіл навантажень між елементами, що робить їх особливо привабливими для сучасних машин. Удосконалення цих передач включає покращене балансування навантажень, застосування високоміцних підшипників та підвищення жорсткості корпусів. Значну роль відіграють і матеріалознавчі інновації: використання високоміцних легованих сталей, наноструктурованих покриттів типу TiN, CrN чи DLC, а також композитних корпусів, які дозволяють зменшити масу конструкції на десятки відсотків.

Оптимізація мастильних систем є важливою умовою зменшення втрат на тертя та підвищення ресурсу редукторів. Застосування мастил з нанодобавками, систем примусового змащення, багаторівневих фільтраційних модулів та датчиків контролю параметрів мастила дає змогу збільшити строк служби агрегату в 1,5–2 рази. Паралельно із цим удосконалюються системи охолодження, які запобігають перегріванню та зниженню міцності деталей, забезпечуючи стабільність температурних режимів за допомогою теплообмінників, циркуляційних насосів і автоматизованих сенсорних систем.

Важливе місце в оптимізації редукторів посідають цифрові технології. Метод скінченних елементів дає змогу моделювати напружено-деформований стан деталей, визначати розподіл контактних навантажень та зменшувати потребу в дорогих експериментальних випробуваннях. Цифрові двійники забезпечують моніторинг роботи редуктора в реальному часі, прогнозування відмов та оптимізацію режимів мастила й охолодження. Системи,

що використовують алгоритми штучного інтелекту, допомагають знаходити оптимальні конструктивні параметри та передбачати зони інтенсивного зношування. Зниження маси редукторів досягається завдяки топологічній оптимізації, використанню високоякісних сталей, впровадженню планетарних схем передач, застосуванню порожнистих валів і композитних кожухів. Підвищення надійності ґрунтується на вдосконаленій термообробці, застосуванні високоточних методів контролю зубців, використанні підшипників з керамічними елементами та систем вібромоніторингу.

У результаті загальна довговічність і стабільність роботи редукторів зростає на десятки відсотків.

Енергоефективність є ключовим критерієм сучасного обладнання, тому конструктивні рішення спрямовані на зниження втрат на тертя, використання високоточних зачеплень, застосування синтетичних мастил та інтеграцію енергоощадних приводів. Це дозволяє істотно скоротити витрати на експлуатацію та забезпечити техніко-економічну ефективність обладнання. У підсумку оптимізація конструкцій редукторів забезпечує зменшення витрат на ремонт, підвищення ресурсу роботи, зниження енергоспоживання й маси, а також збільшення надійності обладнання.

Перспективи розвитку редукторів у важкому машинобудуванні пов'язані з повною цифровізацією виробництва, впровадженням адитивних технологій для виготовлення зубчастих елементів, переходом на екологічні мастильні матеріали, створенням самодіагностуючих систем та розробленням нових надміцних матеріалів. Таким чином, оптимізація конструкцій редукторів сьогодні є комплексним і стратегічно важливим напрямом модернізації важкого машинобудування, який забезпечує підвищення довговічності, енергоефективності та надійності обладнання, що вкрай важливо для розвитку промисловості майбутнього.

Висновки. Оптимізація конструкцій редукторів для важкого машинобудування є комплексним завданням, що включає покращення геометрії зубчастих передач, застосування нових матеріалів, удосконалення мастильних систем, зниження маси, підвищення жорсткості корпусів, цифрове моделювання та інтелектуальну діагностику. Інноваційні рішення забезпечують значне підвищення енергоефективності, довговічності

та надійності машин, що є критично важливим для промисловості майбутнього.

Перспективи розвитку редукторів у важкому машинобудуванні пов'язані з повною цифровізацією виробництва, впровадженням адитивних технологій для виготовлення зубчастих елементів, переходом на екологічні мастильні матеріали, створенням самодіагностуючих систем та розробленням нових надміцних матеріалів. Таким чином, оптимізація конструкцій редукторів сьогодні є комплексним і стратегічно важливим напрямом модернізації важкого машинобудування, який забезпечує підвищення довговічності, енергоефективності та надійності обладнання, що вкрай важливо для розвитку промисловості майбутнього.

Список використаноих джерел

1. Василишин В.Я., Василишин Я.В. Вплив дуальної освіти на формування професійних компетентностей майбутніх інженерів в Україні. Педагогічна академія: Наукові записки №20(2025) ст. 1–22, 24.07.2025

2. Василишин В.Я., Василишин Я.В. Роль інженерної графіки для підготовки студентів механічних спеціальностей. The 10th International scientific and practical conference "Future of science: innovations and perspectives" (August 11–13, 2025) SSPG Publish, Stockholm, Sweden. 2025. 148 p. (P.45–50)

3. Василишин В.Я., Василишин Я.В. Архітектурне матеріалознавство. Архітектурне матеріалознавство. Збірник тестових завдань – Івано-Франківськ: ІФНТУНГ – 2025. – 73 с.

4. Василишин В.Я., Василишин Я.В. Конструкції будівель та споруд. Розрахунок залізобетонних конструкцій на міцність. Практикум. Івано-Франківськ. ІФНТУГ, 2025 – 65 с.

5. Василишин В.Я. Нарисна геометрія – основа технічного розвитку студентів архітекторів та будівельників "ScientificWorldJournal" Bulgaria, Svishtov, Issue №33, September, 2025. Ref. BG33–097 September 22, 2025.

УДК 621.86:621.65:620.9

Василишин В.Я., канд.техн.наук, доцент
ORCID ID: 0000–0002–0367–1198
vitalii.vasylyshyn@nung.edu.ua
Довган С.І.
https://orcid.org/0009–0005–2121–4918
Івано-Франківський національний технічний
університет нафти і газу

УДОСКОНАЛЕННЯ ПРИВОДІВ ПІДЙОМНО–ТРАНСПОРТНИХ МАШИН ДЛЯ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОЇ РОБОТИ

У тезах розглянуто сучасні підходи до підвищення енергоефективності та надійності приводів підйомно-транспортних машин, які відіграють важливу роль у промисловості, будівництві, транспортній логістиці та складських системах. Особливу увагу приділено технічним рішенням, що дозволяють зменшити витрати енергії, підвищити ресурс роботи та забезпечити стабільне функціонування обладнання під дією змінних навантажень. Проаналізовано технологічні тенденції у сфері електромеханічних, гідравлічних та комбінованих приводів, можливості застосування рекуперативних систем, цифрових методів діагностики та високоефективних електродвигунів. Визначено перспективні напрямки модернізації приводних систем, орієнтовані на зниження експлуатаційних витрат і підвищення загальної продуктивності підйомно-транспортних комплексів.

Ключові слова: підйомно-транспортні машини, привод, енергоефективність, електродвигун, рекуперація, частотне регулювання, діагностика, модернізація.

Підйомно-транспортні машини є основою багатьох виробничих процесів і забезпечують переміщення вантажів у промислових, будівельних, транспортних і складських системах. Їхня ефективність, швидкодія, точність і безперебійна робота залежать насамперед від стану та технічного рівня приводів – електромеханічних, гідравлічних або комбінованих. Сучасні підприємства прагнуть зменшити енергоспоживання, підвищити надійність і впровадити елементи автоматизації, тому удосконалення приводів стає одним із ключових

напрямів модернізації обладнання. Особливо актуальним є підвищення енергоефективності, оскільки саме привід споживає більшу частину енергоресурсу підйомно-транспортних машин.

Метою роботи є представлення комплексного аналізу технічних і технологічних рішень, спрямованих на удосконалення приводів підйомно-транспортних машин для забезпечення їх енергоефективної, стабільної та довговічної роботи.

Приводи підйомно-транспортних машин визначають робочу швидкість, плавність переміщення й здатність механізмів витримувати значні динамічні навантаження. Саме завдяки приводам забезпечується продуктивність кранів, конвеєрів, навантажувачів, лебідок, штабелерів та іншого обладнання. Сучасні вимоги до приводних систем поєднують необхідність мінімізувати енергоспоживання, підвищити надійність, забезпечити адаптацію до змінних навантажень і можливість інтеграції з цифровими системами керування. Ці умови стимулюють пошук нових рішень, які забезпечують оптимальний баланс між потужністю, економічністю та довговічністю.

У промисловості найпоширенішими залишаються електромеханічні приводи, що відзначаються високим ККД та широкими можливостями регулювання швидкості. Водночас вони чутливі до частих пусків і перевантажень, що потребує грамотного вибору двигуна та системи керування. Останніми роками зростає інтерес до використання електродвигунів класів IE3–IE4, які споживають менше енергії та мають вищий ресурс роботи. Суттєве підвищення ефективності забезпечує застосування частотних перетворювачів, що здійснюють плавний пуск, автоматично адаптують швидкість до навантажень і в деяких випадках дозволяють повертати енергію в мережу.

Окремий напрямок модернізації стосується застосування синхронних двигунів із постійними магнітами. Їхній високий ККД, низькі втрати на нагрів і компактність роблять їх перспективними для сучасних систем підйому й переміщення. Ці рішення особливо ефективні для машин, що працюють у режимах тривалих циклів або з постійними навантаженнями.

У мобільних підйомно-транспортних машинах важливу роль відіграють гідравлічні приводи. Хоча їх ККД нижчий порівняно з електроприводами, вони забезпечують значний крутний момент і

компактність, що робить їх незамінними, наприклад, у маніпуляторах чи екскаваторах. Енергоефективність гідроприводів підвищується завдяки застосуванню насосів зі змінною подачею, зменшенню втрат у гідролініях, впровадженню синтетичних рідин зі зниженою в'язкістю.

Особливу увагу заслуговують системи рекуперації енергії. У підйомних механізмах опускання вантажу супроводжується виділенням потенційної енергії, яка в традиційних схемах просто розсіюється у вигляді тепла. Рекуперативні системи дозволяють повернути частину цієї енергії, зменшивши навантаження на гальмівні механізми та скоротивши енергоспоживання на 20–30 %. Поєднання рекуперації із застосуванням суперконденсаторів забезпечує накопичення енергії навіть за коротких циклів, що є особливо ефективним для кранів і штабелерів.

Сучасні тенденції модернізації приводів також охоплюють цифровізацію. Впровадження систем моніторингу та діагностики дозволяє слідкувати за параметрами роботи привода в реальному часі – температурою, вібраціями, струмами, станом підшипників. Завдяки цьому підприємства переходять від планового технічного обслуговування до предиктивного, яке значно зменшує ризик аварій і продовжує строк служби обладнання. Значний потенціал має застосування цифрових двійників приводів. Вони дозволяють моделювати реальні режими роботи, прогнозувати зношування та оптимізувати використання енергії залежно від робочих завдань.

Отже, підвищення енергоефективності приводів підйомно-транспортних машин є результатом комплексного підходу, який поєднує вдосконалення електромеханічних і гідравлічних схем, впровадження рекуперативних технологій, використання високоякісних матеріалів, інтелектуальних систем керування та цифрових інструментів моделювання.

Висновок

Удосконалення приводів підйомно-транспортних машин є одним із ключових напрямів підвищення ефективності сучасного промислового виробництва. Системний підхід до модернізації дозволяє значно зменшити енергоспоживання, підвищити продуктивність механізмів і скоротити експлуатаційні витрати. Застосування високоефективних

електродвигунів, частотного регулювання, гідросистем зі змінною подачею, рекуперації енергії, а також впровадження цифрових технологій діагностики й моделювання забезпечує суттєве збільшення ресурсу роботи приводів. Перехід до таких технологій формує основу для подальшої роботизації, автономізації та екологізації підйомно-транспортних машин і сприяє підвищенню конкурентоспроможності підприємств.

Список використаних джерел

1. Василишин В.Я., Василишин Я.В. Вплив дуальної освіти на формування професійних компетентностей майбутніх інженерів в Україні. Педагогічна академія: Наукові записки №20(2025) ст.1–22, 24.07.2025.

2. Василишин В.Я., Василишин Я.В. Роль інженерної графіки для підготовки студентів механічних спеціальностей. The 10th International scientific and practical conference "Future of science: innovations and perspectives" (August 11–13, 2025) SSPG Publish, Stockholm, Sweden. 2025. 148 p. (P.45–50).

3. Василишин В.Я., Василишин Я.В. Архітектурне матеріалознавство. Архітектурне матеріалознавство. Збірник тестових завдань – Івано-Франківськ: ІФНТУНГ–2025.–73 с.

4. Василишин В.Я., Василишин Я.В. Конструкції будівель та споруд. Розрахунок залізобетонних конструкцій на міцність. Практикум. Івано-Франківськ. ІФНТУГ, 2025 – 65с.

5. Василишин В.Я. Нарисна геометрія – основа технічного розвитку студентів архітекторів та будівельників «ScientificWorldJournal» Bulgaria, Svishtov, Issue №33, September, 2025. Ref. BG33–097 September 22, 2025.

УДК 621.224:621.891

Лосіков О.М.
ORCID 0009-0004-5523-7651
Український державний університет
науки і технологій
Лосікова В.О.
ORCID 0009-0005-4265-1551
Дніпровський державний
аграрно-економічний університет

СПОСІБ ВІДНОВЛЕННЯ КОРПУСА НАСОСІВ ПІДЖИВЛЕННЯ АКСІАЛЬНО-ПОРШНЕВИХ ГІДРОМАШИН

Конструктивна схема аксіально-поршневих гідромашин гідравлічних трансмісій мобільних машин передбачає наявність насоса підживлення, що забезпечує працездатність гідросистеми на етапі пуску, стабілізацію її робочого об'єму та компенсацію витоків робочої рідини.

У процесі експлуатації агрегатів гідропривода спостерігаються відмови, спричинені погіршенням їх функціональної придатності. За статистичними даними, приблизно 9 % усіх відмов припадає на несправності насоса підживлення [1].

Несправності насоса підживлення можуть проявлятися у вигляді раптових або поступових (ресурсних) відмов. Раптові відмови, що становлять близько 3 % усіх випадків, зумовлені припиненням передачі крутного моменту на ведучий вал насоса внаслідок обриву його хвостовика. Переважна частина відмов, близько 70 %, має ресурсний характер і зумовлена зношуванням колодязів корпуса та елементів качаючого вузла насоса, що призводить до поступового зниження його експлуатаційної придатності.

Враховуючи зазначені особливості ресурсних відмов, а також результати аналізу існуючих способів відновлення колодязя корпуса насоса авторів Кулєшков Ю.В., Черновол М.І. [2], Сідашенко О.І [3] пропонується метод відновлення корпусу із застосуванням гідравлічно-пластичного деформування, який спрямований на відновлення його працездатності та продовження ресурсу агрегата.

Для реалізації даного способу пропонується гідропластична оправка з корончатими видавлювачами, які розміщують по колу через 45° і приводяться у дію імпульсним гідравлічним навантаженням. Зовнішній вид оправки представлено на рисунку 1.

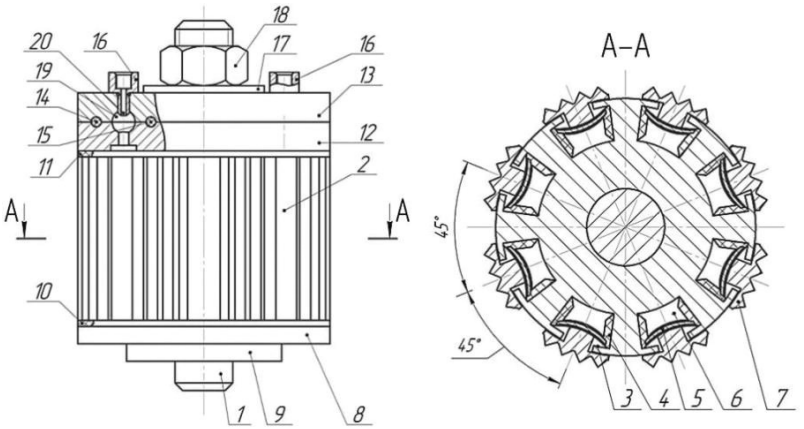


Рисунок 1 – Зовнішній вид гідропластичної оправки з корончатим видавлювачем.

Гідропластичну деформацію здійснюють після підготовки та монтажу технологічної оснастки. Для цього виконують складання оправки, при якому на кільцевий виступ 9 вісі 1 укладають ущільнювально-приставне дно 8 і прокладку 10, на яку встановлюють циліндричний корпус 2, у пазах 3 якого розміщені манжети 4, нероз'ємно з'єднані з корончатим видавлювачем 7. Зверху циліндричного корпусу 2 розміщують прокладку 11 та розподільник 12 з кришкою 13. Останню підтискають гайкою 18, через шайбу 17, до плоского розподільника 12, що забезпечує герметичність з'єднання між плоским розподільником 12, прокладкою 11 і циліндричним корпусом 2, та між плоским розподільником 12, ущільнювальними кільцями 14 та 15 і кришкою 13. В останній, на внутрішній поверхні розміщені кругові канали 19 та отвори 20 для підведення робочої рідини до камер 6 гідропластичного деформування [4].

В колодязь корпусу, який нерухомо фіксується в спеціальному пристрої вводиться гідропластична оправка концентрично вісі колодязя і нерухомо фіксується. Після чого до штуцера 16 кришки 13 подається робоча рідина в режимі гідравлічного удару, та розподіляється плоским розподільником 12 до камер 6 гідропластичного деформування, і переміщує манжети 4 разом з корончатими видавлювачами 7 до робочої поверхні колодязя корпусу насоса, виконуючи пластичне деформування вдавлюванням. У результаті цього, матеріал колодязя корпусу переміщується до впадин корончатих видавлювачів 7 у напрямі зменшення внутрішнього діаметру колодязя. Після завершення гідравлічного удару, пружна стальна пластина 5 повертається в початкове положення, забезпечуючи відведення корончатих видавлювачів 7 від колодязя корпусу насоса.

Після гідропластичного деформування поверхню колодязя корпусу знежирюють і наносять полімерно-композитне покриття, що підлягає термофіксації при температурі 120–200 °С.

Відновлений колодязь корпусу механічно обробляють розточуванням під номінальний або ремонтний розмір. Для підвищення точності, та якості обробки колодязя корпуса насоса підживлення аксіально-поршневої гідромашини застосовується вібраційне розточування. Під час вібраційного розточування на столі, який здійснює переміщення у повздовжньому напрямку, закріплюють корпус насоса в спеціальній оправці, яку з'єднують з крутильно-коливальною системою, що забезпечує його вібрацію з амплітудою та частотою, які співпадають з напрямом обертання різця, при цьому різець приводиться в дію гідравлічним приводом та обертається в гідростатичних підшипниках [5].

Відновлена поверхня колодязя запропонованими ремонтно-технологічними методами представлена у вигляді чергування дільниць металу корпусу та полімерно-композитного покриття з кроком розміщення корончатих виступів та впадин видавлювача, що збільшує експлуатаційну довговічність відновленого корпусу насоса в результаті зростання якості фіксації полімерного композиту у впадинах корпусу, збільшення міцністних показників робочої поверхні колодязя за рахунок наявності металевих дільниць в відновленій поверхні, та зменшення гідроабразивного зношення пар тертя в результаті

втиснення абразивних частин, більших ніж зазор в спряженнях, в матеріал полімерної композиції.

Висновок. Використання запропонованого технологічного процесу відновлення колодязя корпусу насоса підживлення дозволяє збільшити експлуатаційний ресурс відремонтованих насосів. Досягнення зазначеного результату обумовлено покращенням фізико-механічних характеристик відновленої поверхні колодязя та підвищенням точності та якості її обробки.

Список використаних джерел

1. Мельянцов П.Т., Калганков Є.В., Кириленко О.І., Черних Т.В. Аналіз відмов та причин втрати роботоздатності агрегатів гідропривода трансмісії ГСТ–90 // Postępy w nauce w ostatnich latach. Nowych rozwiązań. SEKCJA 16. Agrotechnologia. Podsekcja 5. Technika. – Warszawa, 2012. – С. 62–66.

2. Кулєшков Ю.В., Черновол М.І., Надворний Б.Є., Сенченков І.К., Дубовик ВО. Спосіб відновлення корпусу шестеренної гідромашини пластичним деформуванням: патент України № 44934, МПК (2006) B23P 6/00; заявл. 10.08.2000; опубл. 15.03.2002, Бюл. № 3.

3. Сідашенко О.І., [та ін.] Ремонт машин та обладнання: підручник/ за ред. проф. О.І. Сідашенка, О А. Науменка. – К.: Агроосвіта, 2014.– 665 с.

4. Мельянцов П. Т., Лосіков О. М. Спосіб ремонту корпусу насоса підживлення аксіально-поршневої гідромашини: патент на корисну модель України № 99052, МПК F04B 1/20; заявл. 30.12.2014; опубл. 12.05.2015, Бюл. № 9.

5. Мельянцов П.Т., Лосіков О.М., Назарець В.С., Сидоренко В.К., Власовець В.В. Спосіб токарної обробки колодязя корпуса насоса підживлення аксіально-поршневої гідромашини: патент України № 101220, МПК B23B 1/00; заявл. 14.04.2015; опубл. 25.08.2015, Бюл. № 16.

УДК 621.874+621.86.01

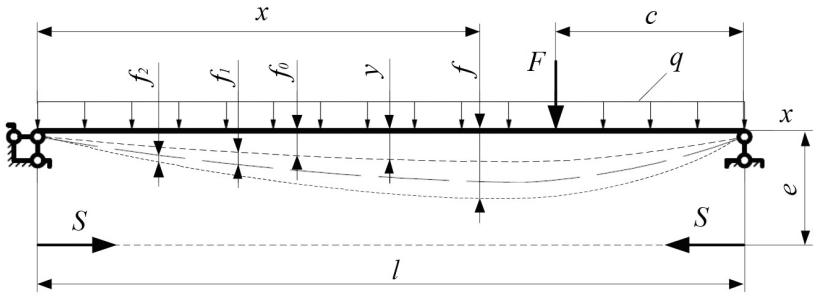
Ткачьов А.
ORCID 0000-0002-2456-7533
Мироненко С.
ORCID 0000-0002-1597-1796
Національний університет
«Одеська політехніка»

ПІДВИЩЕННЯ МІЦНОСТІ ПРОЛЬОТНИХ КОНСТРУКЦІЙ ТА ОСОБЛИВОСТІ ЇХ РОЗРАХУНКУ

Прогонові балки, постійно перебувають у напруженому стані, яке знімається за відсутності тимчасової навантаження, а момент, розвантажує пролітне будова, залежить від її величини. Із за цих навантажень, балка вже має початкову кривизну. У деяких випадках ця кривизна не істотно впливає на її вигин і не враховується. У той же час виникають ситуації, при яких початкова кривизна балки може надати істотне значення на здатність пролітної будови, що несе.

При навантаженні балки, в робочому стані, вона відчуватиме спільну дію ексцентрично – поздовжньої сили та S поперечних сил від тимчасового навантаження F та власної ваги Q. При цьому від цих сил вісь балки отримує додаткові прогини f_1 і f_2 відповідно. Ординати кривої прогинів можуть бути отримані за допомогою накладення прогинів від кожної окремої поперечної сили, що діє спільно з поздовжньою силою S.

Після визначення постійних інтегрування та не складних перетворень, рівняння ординат кривої прогинів балки, в остаточному вигляді.



Для ділянки $0 \le x \le (l-c)$

$$f = \frac{(\pm y)\,\pi^2 \sin(\pi x/l)}{\pi^2 - k^2 l^2} + (\cos kx + \sin kx\, tg(kl/2) - 1)\,(\frac{q}{k^2 S} - e) - \frac{qx}{2S}(l-x) +$$
$$+ \frac{F}{S}(\frac{\sin kc \sin x}{k \sin kl} - \frac{c\,x}{l}),$$

Для ділянки $x \ge (l-c)$

$$f = \frac{(\pm y)\,\pi^2 \sin(\pi x/l)}{\pi^2 - k^2 l^2} + (\cos kx + \sin kx\, tg(kl/2) - 1)\,(\frac{q}{k^2 S} - e) - \frac{qx}{2S}(l-x) +$$
$$+ \frac{F}{S}(\frac{\sin k(l-c) \sin(l-x)}{k \sin kl} - \frac{(l-c)\,(l-x)}{l}).$$

Отримані в роботі результати можуть бути прийняті до уваги при визначенні геометричних характеристик перерізів балки, а також для вдосконалення методів розрахунків пролітних балкових систем на стадіях їх проєктування, а також в умовах реальної експлуатації і при ремонті кранових мостів.

СЕКЦІЯ 5
ЗАГАЛЬНІ ПИТАННЯ ПРОМИСЛОВОЇ ГІДРАВЛІКИ І ПНЕВМАТИКИ, ЕНЕРГОЗБЕРЕЖЕННЯ, ЕКОЛОГІЇ
Голова секції – Тарасенко Т.В., канд. техн. наук доцент

УДК 621.22

Сахно Є.Ю., д-р техн. наук, професор
ORCID 0000-0002-9789-7242
Коваленко С.В., канд. пед. наук, доцент
ORCID 0000-0001-5829-7132
Національний університет
«Чернігівська політехніка»

ПРИРОДНІ ТА ШТУЧНІ СИСТЕМИ ГІДРАВЛІКИ ТА ПНЕВМАТИКИ

Загальновідомо, що у гідравліці та пневматиці розрізняють природні та штучні системи. Це пов'язано з тим, що закони гідравліки діють як у природі, та і у створених людиною пристроях. Наприклад, гідравлічні та пневматичні системи можуть бути природними (природні гідродинамічні об'єкти, океани та моря, геотермальні джерела, водопровідна система коренів дерев, кровообіг у живих організмах або атмосферні процеси) та штучними (пристрої та механізми, що створені людиною).

Природні системи використовують рідини або гази для виконання функцій, тоді як штучними є гідросилові пристрої, механізми, які використовують гідравлічну енергію для передачі механічної, що відбувається при роботи машин, автоматизації процесів виробництва (рисунок1). Крім того, штучні та природні мастила дозволяють перетворювати енергію потоку рідини в кінетичну енергію валу, що обертається, і цей ефект використовуються в різних галузях, включаючи машинобудування, енергетику, сільське господарство, будівництво та інших [1–3]. З урахуванням вищезазначеного зрозуміло, що процес еволюції природних систем на планеті характеризується розвитком людського суспільства відповідно до його потреб і викликами перед навколишнім середовищем.

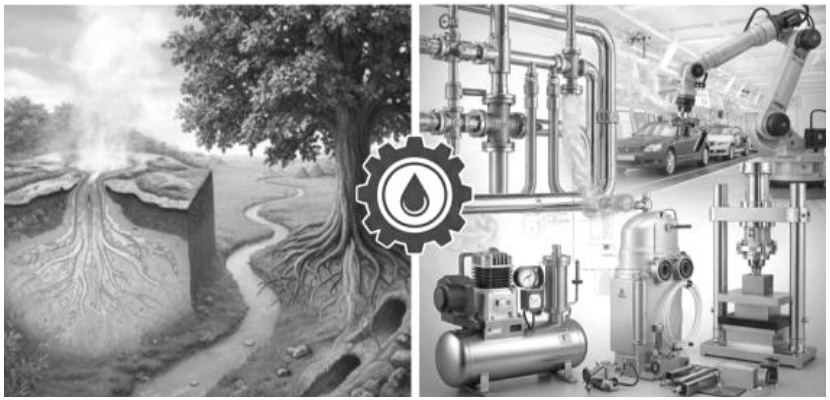


Рисунок 1 – Зображення природних та штучних системи гідравліки та пневматики, яке створено ШІ

Відомо, що еволюція за допомогою природного відбору є випадковою, при цьому відбуваються мільйони мутацій, з яких корисними виявляються одиниці, і як наслідок, механізм еволюції за допомогою природного відбору досить повільний – повинні змінитися десятки поколінь, перш ніж корисна ознака закріпиться в популяції. Однак, людству для виживання на планеті необхідне зменшення часу для появи корисної ознаки того чи іншого природного явища, і вирішенням таких завдань повинні служити штучні системи [1, 2].

При цьому слід зазначити, що штучні системи визначаються як системи які створюються і розвиваються безпосередньо людьми, або можуть бути будь–які створені людьми матеріальні продукти і технології, і якщо хоча б один елемент був цілеспрямовано змінений або створений людиною, система може розглядатися як штучна.

Отже якщо навколишнє середовище сучасної людини розглядати з точки зору викладеного підходу, то людство живе в практично їм створеному штучному світі, і основою сучасної теорії створення штучних систем є еволюційне моделювання за допомогою спеціальних комп'ютерних технологій. Однак ще варто зазначити, що природні системи часто діють в значно більших масштабах і мають велику здатність до саморегуляції, тоді як штучні системи мають чітке проєктування і керуються певними правилами, що визначають їх роботу.

Список використаних джерел

1. Герасимчук О.П. Теорія технічних систем: Навчальний посібник для здобувачів другого (магістерського) рівня вищої освіти денної та заочної форм навчання/Герасимчук О.П. – Луцьк: ЛНТУ, 2023. 112 с.

2. Sakhno E.Y. Theory of evolutionary interaction of natural and artificial systems/ Sakhno E.Y. //East European science journal, 2020. – №19(62), part 7. – pp. 51–56.

3. Природні та штучні системи. Режим доступу: https://school.home–task.com/prirodni–ta–shtuchni–sistemi/

УДК 617.7–007.681–073.4:615.472.3

Шаргородський С.В.
ORCID 0009'0006'0820'3218
Луговський О.Ф., д-р. техн. наук, професор
ORCID 0000'0003'1076'7718
Національний технічний університет
«Київський політехнічний інститут
імені «Ігоря Сікорського»

МОДЕЛЮВАННЯ УЛЬТРАЗВУКОВОГО СКАЛЬПЕЛЯ З 1½-ХВИЛЬОВОЮ АКУСТИЧНОЮ СХЕМОЮ ДЛЯ ЛІКУВАННЯ ГЛАУКОМИ

На сьогодні застосування ультразвукової кавітації в медицині поки не знайшло свого належного місця. Хоча попередні дослідження є свідченням відкриття нових можливостей для лікарів [1]. Використання ультразвукового скальпеля для очищення трабекулярної сітки кута передньої камери ока дозволить за рахунок звуко-капілярного ефекту очистити пори трабекулярної сітки, знизити опір відтоку очної рідини і, як наслідок, знизити внутрішньоочний тиск, що допомагатиме в лікуванні глаукоми – захворюванні, яке залишається основною причиною сліпоти у всьому світі, так спмо і в Україні [2].

Для розрахунку акустичної схеми ультразвукового скальпеля було використано 1½-хвильовий вібраційний привод поздовжніх переміщень з симетричним п'єзоелектричним перетворювачем (рисунок 1).

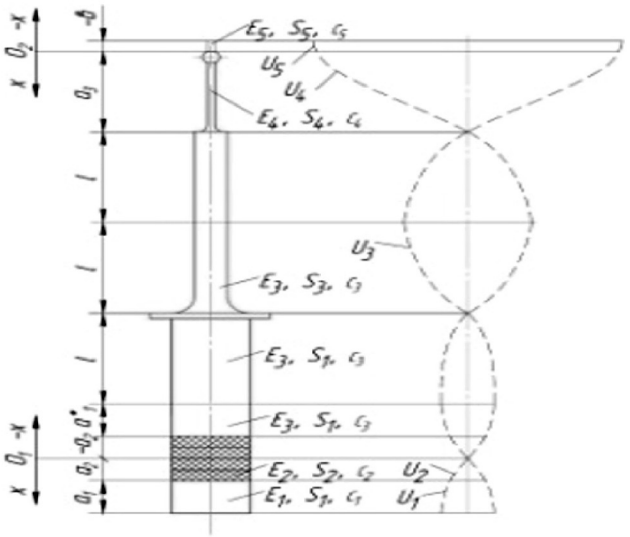


Рисунок 1 – Розрахункова акустична схема скальпелю офтальмологічного факоемульсифікатора для лікування глаукоми на базі 1½-хвильового вібраційного привода поздовжніх переміщень з симетричним п'єзоелектричним перетворювачем [2]

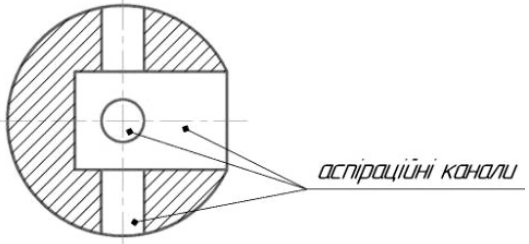


Рисунок 2 – Конструктивний елемент зі сферичною поверхнею на кінці голки ультразвукового скальпелю [2]

Для уникнення травмування структур ока при виконанні оперативних втручань при лікування глаукоми, була запропонована голка, що має куликоподібну робочу поверхню, яка дозволяє суттєво збільшити площу кавітуючої поверхні та на кінці якої виконано наскрізний поздовжній герметизований отвір з можливістю аспірації (відсмоктування) рідини з дрібними частинками забруднення з ділянки хірургічного втручання (рисунок 2).

Для визначення резонансної частоти ультразвукового скальпеля було проведено скінчено-елементне моделювання перетворювача коливань, який складається з ступінчастого концентратора, матеріалом якого є нержавіюча сталь 12Х18Н9Т, чотирьох п'єзоелектричних кілець з п'єзокераміки АРС–841, частотопонижуючої накладки зі сталі 12Х18Н9Т.

Між усіма деталями перетворювача існує акустичний контакт, що забезпечує проходження ультразвукової хвилі по всій довжині перетворювача і гарантується стисканням всіх деталей у пакет шпилькою та гайкою. В моделюванні шпилька та гайка не бралися до розрахунку. При моделюванні між усіма контактуючими деталями перетворювача завдавався зв'язок, що моделює акустичний контакт.

При моделюванні ультразвукових систем визначаються власні частоти, форми коливань та його тони, розташування вузлів напружень і пучностей, вибору місця кріплення хвилеводу у корпусі, і навіть значення амплітуд коливань робочих поверхонь (у роботі розрахунок амплітуд коливань концентратора не проводився).

Розрахунок складається з частотного аналізу, який дозволяє визначати власні частоти, форми та тони коливань перетворювача. Діапазон частот моделювання склав 42–58 кГц. Типом скінченого елемента для деталей було обрано 4-вузловий тетраедр C3D4.

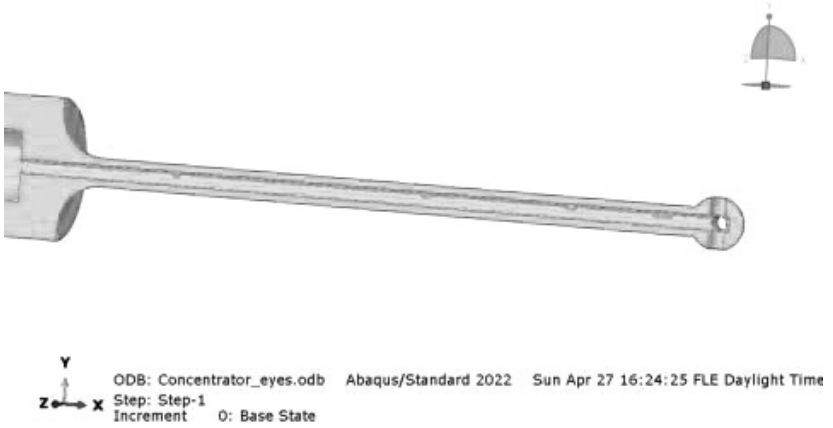


Рисунок 3 – Модель3D прямої голки ультразвукового скальпеля з кулькою на кінці [2]

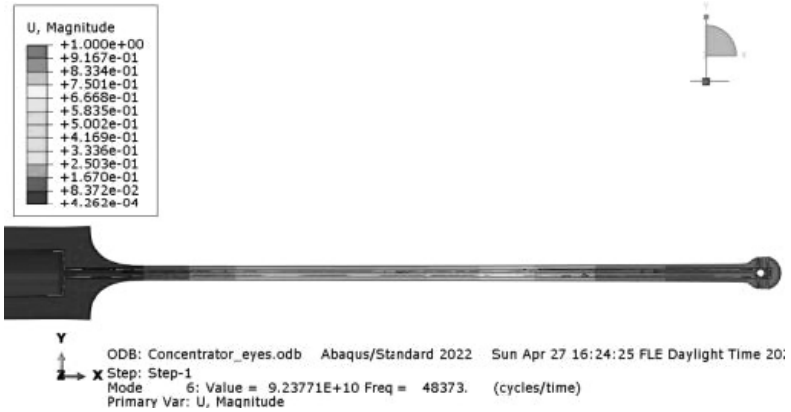


Рисунок 4 – Моделювання збудження ультразвукового скальпеля на резонансній частоті [2]

Представлена математична модель дозволила розрахувати акустичні поздовжні розміри ультразвукового скальпеля офтальмологічного факоемульсифікатора для лікування глаукоми (рисунок 3) та провести моделювання його роботи на резонансній частоті (рисунок 4).

В результаті моделювання отримали резонансну частоту коливань скальпеля 48373 Гц.

На основі розрахунків та моделювання озробили креслення, за якими виготовлено експериментальний зразок голки ультразвукового скальпеля (рисунок 5).

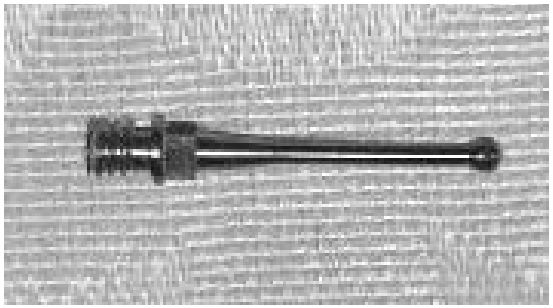


Рисунок 5 – Експериментальний зразок голки ультразвукового скальпеля

Висновки. Проведено розрахунок акустичної схеми скальпеля офтальмологічного факоемульсифікатора для лікування глаукоми на базі 1½-хвильового вібраційного привода поздовжніх переміщень з симетричним п'єзоелектричним перетворювачем.

На кінці голки ультразвукового скальпеля використовували конструктивний елемент зі сферичною поверхнею та аспіраційними каналами. Для визначення резонансної частоти ультразвукового скальпеля було проведено скінчено-елементне моделювання перетворювача коливань. Розраховано резонансну частоту ультразвукового скальпеля із прямим кінцем склала 48373 Гц.

Виготовлено експериментальний зразок голки ультразвукового скальпеля, який можна використовувати для подальшого дослідження впливу ультразвукової кавітації на внутрішньоочну рідину та структури ока при лікуванні глаукоми.

Список використаних джерел:

1.Yang, Z.; Zhu, L.; Zhang, G.; Ni, C.; Lin, B. Review of ultrasonic vibration-assisted machining in advanced materials. *Int. J. Mach. Tools Manuf. 156*, 103594, 2020. DOI:10.1016/j.ijmachtools.2020.103594.

2. Sharhorodskyi, S.V.; Luhovskyi, O.F.; Lavrinenkov, A.D. Method for Calculating an Ultrasonic Scalpel with a 1½-Wave Acoustic Scheme and Enhanced Cavitation Surface. *Visnyk NTUU KPI Seriia – Radiotekhnika Radioaparatobuduvannia*. Iss. 101, pp. 18–27, 2025. DOI: 10.20535/RADAP.2025.101.18–27.

УДК 621.22

Гречка І.П., канд. техн наук, доцент
ORCID 0000-0003-4907-9170
Ткачук М.А., д-р техн наук, професор
ORCID 0000-0002-4174-8213
Грабовский А.В., д-р техн наук,
ORCID 0000-0002-6116-0572
Ткачук М.М., д-р техн наук
ORCID 0000-0002-4753-4267
Голенко С.О.
ORCID 0009-0009-3078-2473
Національний технічний університет
«Харківський політехнічний інститут»
Хованський С.О., канд. техн наук, доцент
ORCID 0000-0003-2435-7787
Сумський державний університет

КОМПЛЕКСНІ МОДЕЛІ ЗВ'ЯЗАНИХ ФІЗИКО-МЕХАНІЧНИХ ПРОЦЕСІВ У ГІДРОМАШИНАХ ІЗ ВИСОКИМИ ХАРАКТЕРИСТИКАМИ

Для сучасних гідро- та пневмоагрегатів характерними є низка особливостей та тенденцій [1–3].

Зокрема на етапі проєктних досліджень необхідно забезпечувати високі характеристики, які стосуються ККД, міцності, довговічності, здатності здійснювати передачу тих чи інших рухів, швидкодії, чутливості тощо. Ці різнорідні критерії та обмеження у багатьох випадках вступають у взаємні протиріччя. З іншого боку, функціональні властивості тих чи інших, для прикладу, гідромашин визначаються різними фізико-механічними процесами і станами, що реалізуються при виконанні роботи, заради якої, власне, і створюються такі агрегати. Тому моделювання цих процесів і станів є невід'ємною складовою згаданих проєктних досліджень.

Отже, розглядаючи ту ж проєктовану гідромашину із системної точки зору, маємо низку процесів і станів, які необхідно аналізувати, а також – множину критеріїв та обмежень, які необхідно задовольняти. Таким чином, ситуація, що складається, змушує застосовувати, не просто низку моделей, що пов'язують (кожна) «певний процес (чи

стан) – певна технічна характеристика», а – «комплекс процесів (станів) – множина характеристик».

Зазначена особливість задач проєктних досліджень об'єктивно формує одну із важливих тенденцій, що цим дослідженням об'єктивно притаманні. Дійсно, на етапі розв'язання задач аналізу необхідно поєднувати у єдине ціле процеси і стани різної природи, що між собою знаходяться у взаємовпливі та взаємозв'язках. Надалі на етапі синтезу необхідно задля задоволення цілої множини критеріїв та обмежень здійснювати цілеспрямоване поліпшення поточних технічних рішень проєктованих конструкцій, причому ці технічні рішення формуються, своєю чергою, сукупністю варійованих компоновок, структур, параметрів тощо.

Як результат, на етапі проєктних досліджень виникає системна проблема, яка полягає у відсутності комплексних математичних і чисельних моделей зв'язаних процесів і станів, які (моделі) придатні для розв'язання також і задля синтезу.

Для вирішення сформованої проблеми розроблено новий підхід, що базується на розвитку та адаптації методу узагальненого параметричного моделювання процесів і станів у складних системах. Цей підхід полягає в інтеграції у частині моделі процесів і станів узагальнених параметрів. Ці параметри охоплюють параметри, що визначають усі чинники, які визначають технічні рішення проєктованих машин (структура, склад, компоновка, геометричні розміри, властивості робочих рідин та конструкційних матеріалів тощо).

Зазначену інтеграцію неможливо застосовувати для загального випадку довільного проєктованого об'єкту, проте вона можлива для певного класу машин. Із цією метою необхідно залучати досвідчених експертів, які виконують ту частину роботи, яку важко формалізувати іншим способом. Тобто, на основі накопиченого досвіду визначаються чинники, які формують, з одного боку, модельовані процеси і стани, а, з іншого, – варійовані технічні рішення. Якраз такі узагальнені параметричні моделі створюють можливість здійснювати усі проєктні дослідження певного класу машин на єдиній платформі. Відповідно, у подальшому це створює основу для формування спеціалізованих баз знань та експертних систем для того чи іншого класу машин.

Як ілюстрація дієвості розробленого підходу – проєктні дослідження радіальних гідропередач для перспективних трансмісій вітчизняних бойових броньованих машин.

Ці машини працюють у важких умовах, за високих та рваних рівнів діючих навантажень, а також жорстких обмежень на габаритні розміри. Окрім того, існує стійкий тренд на зростання питомої потужності основного силового агрегату (тобто відношення потужності двигуна до загальної маси машини). Це, своєю чергою, інтенсифікує режими навантаження, зокрема, гідропередач у складі трансмісій.

Зокрема, в Україні створені унікальні двигуни для бронетехніки серій 3ТД, 5ТД, 6ТД. Вони мають різні модифікації із різним рівнем форсованості (та, відповідно, потужності). Для передачі потужності на рушій та підвищення рухливості бойових броньованих машин серед інших варіантів розробляються гідрооб'ємні передачі.

Наприклад, для перспективних танкових трансмісій ДП «Харківське конструкторське бюро машинобудування імені О. О. Морозова» створило радіальну гідрооб'ємну передачу ГОП–900 [2]. Ця передача має у своєму складі насос та гідромотор, які оснащені кульковими поршнями. Ці поршні здійснюють комбінований рух: зворотньо-поступальний – у циліндрі (ротор) та кочення – уздовж бігової доріжки статора.

Для такого типу гідропередач характерними процесами і станами є: кінематика складного руху поршнів; силове навантаження поршнів, блоку циліндрів та статорного кільця; перехідні та усталені гідродинамічні процеси при перекачуванні робочої рідини із насоса у гідромотор та здійсненні тиску на поршні; контактна взаємодія кулькового поршня із біговою доріжкою статорного кільця та стінками блоку циліндрів; напружено-деформований стан основних силових елементів гідропередачі, тертя та зношування у рухомих з'єднаннях деталей гідропередачі тощо. Усі ці процеси і стани між собою зв'язані: вони взаємовпливають та взаємозалежні. Отже, їх необхідно розглядати у єдиній комплексній моделі. Така модель була побудована та використана для проєктних досліджень цих **радіальних гідропередач.**

Якщо розглядати проблематику із точки зору технічних рішень, то слід зазначити, що визначальними узагальненими параметрами

для гідропередачі є: компонувальна схема; геометрична форма блоку циліндрів та бігової доріжки статорного кільця; розмір та властивості матеріалу кулькового поршня; робочий об'єм робочої рідини та конфігурація робочих порожнин насоса та гідромотора; фізико-механічні властивості робочої рідини (оливи), і конструкційних матеріалів, із яких виготовляються деталі статора і ротора тощо. Відповідно, усі ці узагальнені параметри формують простір, довільна точка якого описує поточний варіант технічного рішення гідропередачі. Якраз шляхом цілеспрямованого варіювання зазначених варійованих параметрів можливе поліпшення технічних характеристик проєктованих гідропередач. При цьому слід зазначити, що для кожної точки згаданого параметричного простору формується ланцюг моделей та задач, «нанизаних» саме на інтегрований у ці моделі узагальнений параметричний опис.

Описаний підхід дав можливість обґрунтувати раціональні технічні рішення радіальних гідрооб'ємних передач для вітчизняної броньованої техніки із високими тактико-технічними характеристиками.

Список використаних джерел

1. Гречка І.П., Ткачук М.М., Сєриков В.І., Ткачук М.А., Грабовський А.В., Ткачук Г.В., Васильєв А.Ю., Льозний О.С., Голенко С.О. Базові підходи до аналізу зв'язаних фізико-механічних процесів і станів у елементах радіальнопоршневих гідропередач // Вісник Національного технічного університету «ХПІ», серія: Машинознавство та САПР, №2, 2025. С. 46–57.

2. Аврунін Г.А., Глушкова Д.Б. Еволюція пар тертя в об'ємних гідромашинах завдяки досягненням у матеріалознавстві та технологіях. Вісник ХНАДУ, 2023. Вип. 103. С. 94–103.

3. 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. № 1021. 2021. P. 012037.

Калюжна Н.
Державний університет
«Київський авіаційний інститут»

ГІДРАВЛІЧНІ РІДИНИ В АВІАЦІЇ: БАЛАНС МІЖ БЕЗПЕКОЮ ТА ЕКОЛОГІЄЮ

Гідравлічна система є «м'язами» сучасного літака, критично необхідними для безпеки польотів та керування, що вимагає від робочої рідини надзвичайної вогнестійкості та стабільності в екстремальних умовах. Актуальність теми полягає у фундаментальному конфлікті: хімічний склад, який гарантує безпеку в повітрі, створює значний екологічний ризик на землі.

Екологічна Проблема. Сучасна комерційна авіація домінує у використанні фосфатних ефірів (наприклад, Skydrol), які є негорючими і запобігають катастрофічним пожежам. Проте, ця хімічна стійкість робить їх надзвичайно екологічно небезпечними.

Рідини мають дуже низьку здатність до біодеградації та можуть роками залишатися в ґрунті навколо аеропортів. У разі потрапляння у водні об'єкти продукти їхнього розкладу можуть сприяти евтрофікації (цвітінню води) і мати пряму токсичність для водних організмів.

Мета дослідження. Саме тому критично важливо проаналізувати хімічні та експлуатаційні компроміси між вогнестійкістю, токсикологічною дією на персонал та довгостроковим екологічним слідом (біодеградацією) цих ключових класів рідин. Це дозволить обґрунтувати технічну неможливість створення ідеальної рідини в сучасних умовах, яка б поєднувала абсолютну безпеку польоту з повною екологічною нешкідливістю.

Список використані джерел

1. Бондаренко В.В., Городецький А.А. Авіаційні гідравлічні системи та робочірідини. К.: Видавничий дім «Авіа», 2018. – 350 с. (Теоретичні основи, Властивостіта вимоги до рідин).

2. Степаненко О. Л. Екологічні аспекти застосування фосфатних ефірів в авіаційній техніці. Вісник Національного авіаційного університету. 2021. No 1(86). С. 45–52. (Аналіз екологічної небезпеки Skydrol).

3. Modern Aviation Hydraulic Fluids: Fire Resistance, Toxicity, and Environmental Impact. Journal of Aerospace Engineering. Vol. 32. Issue 4. 2019. (Порівняльний аналіз класів рідин).

СЕКЦІЯ 6
ІННОВАЦІЙНІ, ІНВЕСТИЦІЙНІ ТА ОСВІТНІ АСПЕКТИ РОЗВИТКУ ПРОМИСЛОВОЇ ГІДРАВЛІКИ ТА ПНЕВМАТИКИ

Голова секції – Бурєнніков Ю.Ю., канд. екон. наук, доцент

УДК 681.12

Бурєнніков Ю.А., канд. техн. наук, професор
ORCID: 0000-0001-7341-6988
Козлов Л.Г., д-р техн. наук, професор
ORCID: 0000-0001-9652-1270
Бурєнніков Ю.Ю., канд. екон. наук, доцент
ORCID: 0009-0000-1258-5737
Сокотун В.О.
Вінницький національний
технічний університет

ІНТЕГРАТИВНИЙ ПІДХІД ДО ВИКЛАДАННЯ ДИСЦИПЛІНИ «ВСТУП ДО ФАХУ» ЗА СПЕЦІАЛЬНІСТЮ ПРИКЛАДНА МЕХАНІКА (ОСВІТНЬО-ПРОФЕСІЙНА ПРОГРАМА – КОМП'ЮТЕРИЗОВАНІ ТЕХНОЛОГІЇ ТА МЕХАТРОННІ СИСТЕМИ У МАШИНОБУДУВАННІ)

Попри труднощі, наше суспільство продовжує вдосконалювати напрями розвитку держави**.** У контексті змін перебудовується структура і зміст освіти у цілому й вищої технічної зокрема з метою досягнення відповідної якості підготовки фахівців для машинобудівної та споріднених галузей. Підвищення ефективності освітньої діяльності, науково-методичної роботи для забезпечення якості педагогічних процесів, особливо в теперішній час, є важливою компонентою в діяльності педагогічних працівників у процесі підготовки інженерних кадрів.

Технології навчання, які впроваджуються в освітній процес і які мають сприяти швидкому та ефективному засвоєнню знань студентами (особливо на початку підготовки бакалаврів, котре потребує якісної фахової орієнтації і професійної адаптації) потребують удосконалених підходів до освітнього процесу. Зазначене актуалізує дослідження в міждисциплінарному аспекти з використанням інтегративного підходу.

Проблемам інтеграції знань у різні часи присвячували свої дослідження Й. Гербарт [1], Ф. Дістерверг [2], Я. Собко [3] та інші.

Підвищення ефективності бакалаврської підготовки варто починати вже з перших кроків навчання. На першому курсі підготовки бакалаврів зі спеціальності «Прикладна механіка» кафедрою технологій та автоматизації машинобудування Вінницького національного технічного університету викладається дисципліна «Вступ до фаху», завдяки якій студенти знайомляться зі змістом обраної спеціальності та алгоритмом здобуття необхідних знань і умінь для отримання відповідного фаху.

Багаторічний практичний досвід викладання дисципліни свідчить, що вже з початку навчального процесу, для ефективного сприйняття студентами змісту всієї бакалаврської підготовки, теоретичний курс і практичні заняття доцільно розпочинати з базової теми «Технологічний процес» (в полегшеному варіанті) як алгоритму отримання будь-якого продукту (виробу) в будь-якій галузі. Такий підхід до фахового спрямування навчального процесу дозволяє зосередити увагу студентів на основному змісті спеціальності, необхідності і логічності опанування всіх дисциплін навчального плану – від фундаментальних, загально-інженерних до спеціальних і кваліфікаційної бакалаврської роботи включно.

Результати нашого дослідження продемонстрували, що інтегративний міждисциплінарний підхід і методика викладання дисциплін «Вступ до фаху» та «Нарисна геометрія та інженерна графіка» зі зміною алгоритмів викладання дисциплін, сприяють розкриттю теми «Технологічний процес механічної обробки втулки». Поверхні втулки і її перерізи різними січними площинами можна представити відповідними математичними виразами; міждисциплінарна інтеграція тем з дисципліною «Вища математика» забезпечують більш глибоке розуміння студентами теми «Технологічний процес механічної обробки втулки» і сприяють логічності опанування матеріалів фундаментальних наук [4].

Також на першому курсі у першому семестрі викладається дисципліна «Інформаційно-комп'ютерні технології в машинобудуванні», навчальний матеріал якої теж містить теми, які добре інтегруються з навчальним матеріалом дисципліни «Вступ до фаху» [5]. Так

починається процес залучення студентів до «комп'ютеризованих технологій», що входить в назву і зміст освітньо-професійної програми (ОПП).

Друга частина ОПП – «мехатронні системи в машинобудуванні» передбачає підготовку в напрямі проєктування, виробництва, експлуатації та обслуговування складних технічних систем, що мають інтелектуальні рухомі функції. Тому вже з самого початку навчання програма дисципліни «Вступ до фаху» передбачає загальне ознайомлення з принципами будови мехатронних систем та їх використання і це є початком наскрізної інтеграційної лінії підготовки бакалаврів включно до випускної роботи, що забезпечує знання й уміння з конструювання та експлуатації мехатронних систем.

Однією з важливих дисциплін цієї наскрізної лінії є «Гідравліка, гідро - та пневмоприводи» і тому вже з перших занять в дисципліні «Вступ до фаху» студенти знайомляться з історією виникнення і розвитку науки, інженерії, використання гідравліки і пневматики в життєдіяльності людини в стародавні часи (з часу досліджень і винаходів Архімеда гідравліка починається і як наука, і як інженерна практика).

Розгляд кровоносної системи з її «насосом-серцем» і «трубопроводами-судинами», «пневмосистемою-легенями» та її шляхами, гідравліки в природі, що всюди оточує нас, гідравліки і пневматики в техніці, що їздить, літає і пливає дозволяє розвинути у студентів з першого курсу достатньо глибоке розуміння не тільки філософської значущості цього явища, але й необхідності його всебічного пізнавання в дисциплінах бакалаврської підготовки. В лабораторно-практичних заняттях дисципліни «Вступ до фаху» передбачені теми, які виконуються із залученням навчального гідравлічного і пневматичного обладнання компанії FESTO і верстатів з ЧПК, що забезпечує входження студентів у світ автоматизації процесів у машинобудівному виробництві.

Такий підхід до навчального процесу надає можливість залучати студентів до наукового гуртка «Мехатроніка в машинобудуванні – дослідження та інженерні рішення» ще на першому курсі. До дисципліни «Основи мехатроніки» на другому курсі студенти підходять вже достатньо зорієнтованими, щоб починати заглиблюватись в

матеріали другої частини ОПП. Вони також отримують завдання, яке виконують під час навчально-ознайомчої практики, що містить реферат, пов'язаний з гідравлічною або пневматичною системами. По завершенню третього курсу під час виробничої практики, крім інших питань, студентам пропонується до виконання розділ, пов'язаний з роботою гідравлічних або пневматичних систем. До дисципліни «Гідравліка, гідро- та пневмоприводи», з якої починається четвертий курс, студенти приходять достатньо підготовленими, щоб можна було зосередитись на практичних інженерних рішеннях і сучасних досягненнях в напрямі промислової гідравліки і пневматики.

Список використаних джерел

1. Гербарт Й. Перші лекції з педагогіки. Загальна педагогіка, виведена з цілей виховання. Історія зарубіжної педагогіки / Коваленко Є.І., Бєлкіна Н.І.: хрестоматія. К.: Центр. навч. літ. – С. 326–359.

2. Дістервег Ф. Посібник до освіти німецьких учителів. Історія зарубіжної педагогіки / Коваленко Є.І., Бєлкіна Н.І.: хрестоматія. К.: Центр. навч. літ. – С. 360–424.

3. Божко Н. Інтегративний підхід до навчання в контексті реформування системи освіти України. «Молодь і ринок». № 7. – С.84–89.

4. Бурєнніков Ю, Хом'юк І., Козлов Л.. Інтегративний підхід до викладання спеціальних і фундаментальних дисциплін: сутність та напрями реалізації професійної адаптації студентів першого курсу машинобудівних спеціальностей. Нова педагогічна думка. – 2023. – № 2(114). –С. 97–111.

5. Бурєнніков Ю.А., Козлов Л.Г., Савуляк В.В., Лозинський Д.О., Семічаснова Н.С. Матеріали 52-ї науково-технічної конференції підрозділів Вінницького національного технічного університету (НТКП ВНТУ–2023): збірник доповідей [Електронний ресурс]. Вінниця: ВНТУ, 2023. PDF, С. 2826–2829.

Skvorchevsky A.,
Candidate of Technical Science
ORCID 0000-0002-4572-7305
Research Centre of Robotics,
Mechatronics and Production Informatisation,

QUANTITATIVE AND QUALITATIVE TRENDS OF THE GLOBAL INDUSTRIAL AND MOBILE HYDRAULIC MARKET DEVELOPMENT

Successful continuation and initiation of new research and development projects in the industrial and mobile hydraulics, as well as the introduction of new components of hydraulic and pneumatic systems to the market, require a clear understanding of the main trends in the global hydraulic equipment domain. There are many reports and scientific articles which investigate different aspects of the current state and future development trends of the hydraulic market [1–5].

The research aims to generalise qualitative and quantitative trends of the global hydraulic market development. For achieving the aim integrative review method was used. Three main trends were analysed.

The first is the quantitative growth of the hydraulic equipment market over the next 10 years. Based on eight marketing research reports for the industrial and mobile hydraulic systems market, the average compound annual growth rate (CAGR) from 2024 to 2034 is 4.07%. One of the graphs characterizing the growth of the hydraulic equipment market is shown in Figure 1 [3]. Analytical report [4] indicates that the Asia-Pacific region will lead in hydraulic equipment consumption (Figure 2). According to recent fluid power market research, the main factor driving market transformation and growth is the integration of heavy-duty industrial and mobile equipment with Industry 4.0 technologies, including the Internet of Things (IoT). This factor identifies the second trend is rising in demand for smart, automated hydraulic equipment.

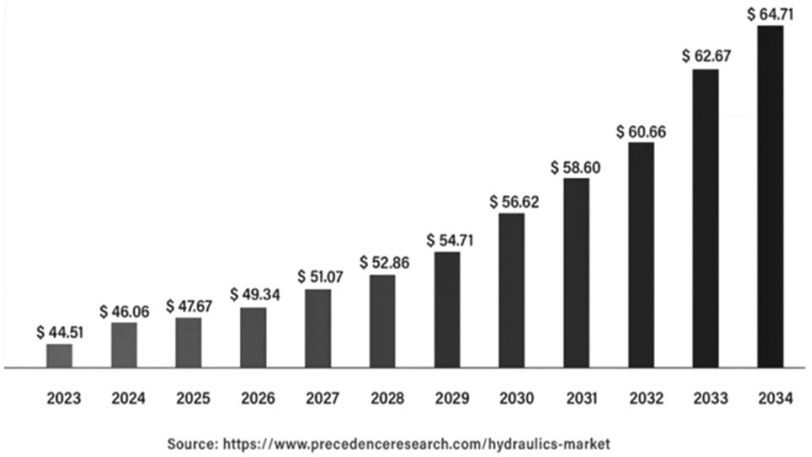


Figure 1. Global Hydraulic Market Size 2023 to 2034 (USD Billion) [3]



Figure 2. Hydraulic Equipment Market CAGR (%), Growth Rate by Region, 2025–2030 [4]

The report [2] is one of the most comprehensive generalisations of the trends in the hydraulics equipment market. The report shows that industries with high energy consumption (row materials mining, the process sector, agriculture, construction, etc.) have huge potential for the application of smart hydraulic systems. Increasing energy prices and the green transition will boost the adoption of smart hydraulics. Based on practical business

rationales, the report's authors demonstrated that technological leaps in smart hydraulics can lead to performance boosts and competitive advantages, as well as new business models in the industrial equipment and machinery sectors. As smart hydraulic technologies become increasingly widespread, first movers among such equipment developers and producers will gain a competitive advantage. It is shown that the implementation of the prospective applications of smart hydraulics does not require long preparation or a large up-front investment. According to [2, 5, 6, 7] companies can make progress on embracing the full potential of smart hydraulics if they quickly jump into these technologies [8].

The third trend involves the green transition of fluid power systems within the industrial equipment and machinery sectors. According to the data presented by the European Fluid Power Academic Association, fluid power equipment produces 2.4 times more CO2 than global aviation, making energy-saving solutions for hydraulic systems an important contribution to climate change mitigation.

The convergence of quantitative growth of the hydraulic equipment market, digitalisation and green transition in the sector makes new research and development projects in the industrial and mobile hydraulics, as well as the introduction of new components of hydraulic and pneumatic systems to the market, auspicious undertakings. Nevertheless, some electromechanical technologies, e.g. planetary roller screws linear actuators [9, 10], can become a serious competitor to electrohydraulic drives in the process of ongoing industrial and mobile equipment electrification.

References

1. Electrification sparks mobile hydraulics growth. (2022) Plant Engineering. Access mode: https://www.plantengineering.com/electrification-sparks-mobile-hydraulics-growth/.

2. Smart fluid hydraulics. Preparing for the imminent revolution in the fluid systems industry. (2022) Access mode: https://www.mckinsey.com/~/media/mckinsey/industries/advanced%20electronics/our%20insights/smart%20fluid%20hydraulics%20preparing%20for%20the%20imminent%20revolution%20in%20the%20fluid%20systems%20industry/smart-fluid-hydraulics-preparing-for-the-imminent-revolution-in-the-fluid-systems-industry.pdf.

3. Hydraulics Market Size, Share and Trends 2025 to 2034. Precedence Research Access mode: https://www.precedenceresearch.com/hydraulics-market.

4. Hydraulic Equipment Market Size & Share Analysis - Growth Trends And Forecast (2025-2030). Mordor Intelligence. Access mode: https://www.mordorintelligence.com/industry-reports/hydraulic-equipment-market

5. Padovani, D., Dimitriou, P., & Minav, T. (2024). Challenges and solutions for designing energy-efficient and low-pollutant machines in off-road hydraulics. Energy Conversion and Management: X, 21, 100526. Access mode: https://doi.org/10.1016/j.ecmx.2024.100526.

6. Skvorchevsky A. (2023, August). Electronic load sensing for integrating electro-hydraulic mechatronic actuators with Industry 4.0 and 5.0 components. In International Conference on Reliable Systems Engineering (pp. 440–455). Cham: Springer Nature. Access mode: https://doi.org/10.1007/978-3-031-40628-7_37.

7. Скворчевський О.Є. (2011). Математичне моделювання статичних робочих процесів електрогідравлічних перетворювачів нормально-закритого типу. Вісник НТУ «ХПІ»: Нові рішення у сучасних технологіях. С. 48-54. Режим доступу: https://repository.kpi.kharkov.ua/handle/KhPI-Press/15748.

8. Volontsevich D., & Skvorchevsky, A. (2022). Restoration and transformation of high-tech machine building industry by implementing the principles of the CALS-concept in the context of Industry 4.0 development. Eastern-European journal of enterprise technologies, 117(1). Access mode: https://doi.org/10.15587/1729-4061.2022.260045.

9. Skvorchevsky A. (2023) The possibilities evaluation of replacing electro-hydraulic actuators with planetary roller screws linear actuators // Комп'ютерні технології і мехатроніка: Матеріали 5-ї міжнар. наук.-практ. конф., Харків: ХНАДУ, С. 89-93. Access mode: https://repository.kpi.kharkov.ua/handle/KhPI-Press/76872.

10. Electric cylinders CEMC. EWELLIX. Access mode: https://medialibrary.ewellix.com/asset/16213.

XXV МІЖНАРОДНА НАУКОВО-ТЕХНІЧНА КОНФЕРЕНЦІЯ АС ПГП ПРОМИСЛОВА ГІДРАВЛІКА І ПНЕВМАТИКА

Матеріали конференції

Відповідальний редактор
Т.Г. Трубнікова
Дизайнер О.В. Ступак
Верстка Д.В. Вовк
Коректор Л.Т. Чміль

Оригінал макет розробленоно
ТОВ «Глобус–Прес»,
21050, Вінниця, вул. Оводова, 35/3
Свідоцтво про внесення до Державного реєстру
ДК № 1077, від 21.04.2002 р.
e–mail: globustam@rambler.ru
тел. +38 050 519 27 28

Підписано до друку 22.04.2026
Формат 60x84/16. Папір офсетний.
Гарнітура TIMES. Друк цифровий.
Ум. друк. арк. 11,7. Замовл. 07-26.
Наклад за замовленням

Віддруковано з оригіналів замовника.
ТОВ «Нілан-ЛТД»
Свідоцтво про внесення до Державного реєструDK № 4299
від 11.04.2012 р.
21027, а/с 8825, м. Вінниця, вул. 600-річчя, 21.
Тел.: (0432) 69-67-69, 603-000.
E-mail: info@tvoru.com.ua, http://www.tvoru.com.ua