

**Асоціація спеціалістів промислової
гідравліки і пневматики АСПГП
Державне некомерційне підприємство
«Державний Університет “Київський авіаційний інститут”»
Національний лісотехнічний університет України
Сумський державний університет, СумДУ
Громадська спілка Сумський машинобудівний кластер
енергетичного обладнання**



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

**ПРОМИСЛОВА ГІДРАВЛІКА
І ПНЕВМАТИКА**

МАТЕРІАЛИ КОНФЕРЕНЦІЇ

**Конференцію присвячено 120-річчю з дня народження
професора Трифона Максимовича Башти**

**Київ
26–27 грудня 2024 року**

**XXIV Міжнародна науково-технічна конференція
АС ПГП «Промислова гідравліка і пневматика».
Київ, 26–27 грудня 2024 р. : м-ли конф.
«Глобус-Прес», 2024. — 152 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». «Гідропневмоприводи та системи лісової та сільськогосподарської техніки», «Загальні питання гідравліки, пневматики та суміжних галузей».

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.

ISBN 547-966-8300-47-5

**Рекомендовано до друку
Організаційним комітетом конференції**

**Адреса Організаційного комітету конференції:
03680, Україна, м. Київ, проспект Любомира Гузара, 1,
офіс 1.014. Тел.: (044) 406-76-36**

ОРГКОМІТЕТ

Співголови оргкомітету

Бадах, В.М. канд. техн наук, старший науковий співробітник, завідувач кафедри гідрогазових систем АКФ КАІ, виконавчий директор АСПГП (м. Київ)

Гусак, О.Г. канд. техн. наук, професор, декан факультету Технічних систем та енергоефективних технологій СумДУ (м. Суми)

Заступник голови оргкомітету

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

Кондусь, В.Ю. канд. техн. наук, заст. завідувача кафедри прикладної гідроаеромеханіки СумДУ з наукової роботи (м. Суми)

Відповідальний секретар

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

Члени оргкомітету

Башта, О.М. канд. техн. наук, професор (м. Київ)
Белятинський, А.О. д-р техн. наук, професор (м. Іньчунань КНР)
Бочаров, В.П. д-р техн. наук, професор (м. Київ)
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)
Іванов, М.І. канд. техн. наук, професор (м. Вінниця)
Іскович-Лотоцький, Р.Д. д-р техн. наук, професор (м. Вінниця)

Козлов, Л.Г.	д-р техн. наук, професор (м. Вінниця)
Кузнєцов, Ю.М.	д-р техн. наук, професор (м. Київ)
Луговський, О.Ф.	д-р техн. наук, професор (м. Київ)
Мачуга, О.С.	д-р техн. наук, доцент (м. Львів)
Мочалін Є.В.	д-р техн. наук, професор (м. Ханчжоу)
Панченко, А.І.	д-р техн. наук, професор (м. Мелітополь)
Ремарчук, М.П.	д-р техн. наук, професор (м. Харків)
Роговий, А.С.	д-р техн. наук, професор (м. Харків)
Сахно, Є.Ю.	д-р техн. наук, професор (м. Чернігів)
Струтинський, В.Б.	д-р техн. наук, професор (м. Київ)
Тіхенко, В.М.	д-р техн. наук, професор (м. Одеса)
Федориненко, Д.Ю.	д-р техн. наук, професор (м. Чернігів)
Черкашенко, М.В.	д-р техн. наук, професор (м. Харків)
Чернюк, В.В.	д-р техн. наук, професор (м. Львів)
Сотник, М.І.	д-р техн. наук, доцент (м. Суми)
Рагушний, О.В.	канд. техн. наук, доцент (м. Суми)
Сапожніков, С.В.	канд. техн. наук, доцент (м. Суми)
Хованський, С.О.	канд. техн. наук, доцент (м. Суми)
Антоненко, С.С.	канд. техн. наук, доцент (м. Суми)
Панченко, В.О.	канд. техн. наук, доцент (м. Суми)
Кулініч, С.П.	канд. техн. наук, доцент (м. Суми)
Папченко, А.А.	канд. техн. наук, доцент (м. Суми)
Івченко, О.В.	канд. техн. наук, доцент (м. Суми)

Секретарі

Єременко, Р.О.	асистент каф. ГГС НАУ (м. Київ)
Рагушний, О.В.	канд. техн. наук, доцент ПГМ СумДУ (м. Суми)

ЗМІСТ

Пленарне засідання

Башта, О.Т., канд. техн. наук	
ЖИТТЄВИЙ ШЛЯХ ТРИФОНА МАКСИМОВИЧА БАШТИ	12
Струтинський, В.Б., д-р техн. наук, Павлун В.С.	
ГІДРОМЕХАНІЧНІ ПРОЦЕСИ В МАЛОРОЗМІРНИХ ЩІЛИНАХ ПРИБОРІВ ГІДРОАВТОМАТИКИ	17
Кондусь, В.Ю., канд. техн. наук	
РОЗВИТОК КЛАСТЕРНОЇ СПІВПРАЦІ ДЛЯ ВИРІШЕННЯ СПІЛЬНИХ НАУКОВО-ТЕХНІЧНИХ ВИКЛИКІВ ПРОМИСЛОВИХ ПІДПРИЄМСТВ	20
Панченко, А.І., д-р техн. наук, Волошина, А.А., д-р техн. наук, Волошин, А.А.	
ВІПЛИВ ЗАЗОРУ МІЖ РОТОРАМИ ОРБІТАЛЬНОГО ГІДРОМОТОРА НА КІНЕМАТИКУ ЇХ РУХУ	22

Секція 1 «Технічна гідрогазомеханіка»

Голова секції – Роговий, А.С., д-р техн. наук, професор

Volodymyr Brazhenko, Ph.D.	
INFLUENCE OF HOUSING SHAPE OF DYNAMIC FILTER ON FILTRATION EFFICIENCY	27
Тарасенко, Т.В., канд. техн. наук	
МЕХАНІЗМ ГЕНЕРУВАННЯ КАВІТАЦІЙНИХ КОЛИВАНЬ ТИСКУ ПРИ ВИТІКАННІ РІДИНИ ЧЕРЕЗ ДРОСЕЛЬНИЙ ПРИБОР	29
Красношарпа, О.О., Ясиніцький, Е.П., канд. техн. наук, Михайличенко, Д.В., Пилипенко, О.Ю., канд. техн. наук	
ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОЧОГО ТІЛА В ОРГАНІЧНОМУ ЦИКЛІ РЕНКІНА ДЛЯ ВИКОРИСТАННЯ ВТОРИННИХ ЕНЕРГЕТИЧНИХ РЕСУРСІВ НА КОМПРЕСОРНІЙ СТАНЦІЇ	32

Роговий, А.С., д-р техн. наук, Тімченко, Є.І., Дьомін, Д.Р. ОПТИМІЗАЦІЯ ГЕОМЕТРИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ БЕЗДРЕНАЖНОГО ВИХОРОКАМЕРНОГО ЕЖЕКТОРА ДЛЯ ДОСЯГНЕННЯ МАКСИМАЛЬНОГО ККД	36
Сахно, Є.Ю., д-р техн. наук, Коваленко, С.В., канд. пед. наук МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСІВ РОБОТИ МОДЕРНІЗОВАНОГО ГІДРОСТАТИЧНОГО ПІДШИПНИКА З ВИКОРИСТАННЯМ ТЕОРІЇ ГРАФІВ	41
Макаренко, Р.О., канд. техн. наук, Тарасенко, Т.В., канд. техн. наук, ОТРИМАННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ПРИЙНЯТНОЇ ТОЧНОСТІ ПРИ МОДЕЛЮВАННІ ЗОВНІШНЬОЇ ТЕЧІЇ У ПРОГРАМІ FLOW SIMULATION	43
Башта, О.Т., канд. техн. наук ГЕОМЕТРИЧНА ІНТЕРПРЕТАЦІЯ МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ ПРОЦЕСУ КАВІТАЦІЙНОГО ЗНИЖЕННЯ В'ЯЗКОСТІ ГІДРАВЛІЧНИХ РІДИН	46

**Секція 2 «Гідромашини, гідродинамічне обладнання
та гідропневмоагрегати»**

Голова секції – Гусак, О.Г., канд. техн. наук, професор

Андріішин, М.П., канд. техн. наук, Капітанчук К.І., канд. техн. наук, Пащенко С.В. АНАЛІЗ МОЖЛИВОСТІ ПІДКЛЮЧЕННЯ ГАЗОТУРБІННОЇ ЕЛЕКТРОСТАНЦІЇ ДО ГАЗОПРОВОДА ТА ІНШИХ КОМУНІКАЦІЙ КОМПРЕСОРНИХ СТАНЦІЙ	49
Андріішин, М.П., канд. техн. наук, Капітанчук, К.І., канд. техн. наук, Шклярук Д.О. АНАЛІЗ МОЖЛИВОСТІ ТРАНСПОРТУВАННЯ ГАЗОВОДНЕВОЇ СУМІШІ ЧЕРЕЗ ГАЗОТРАНСПОРТНУ СИСТЕМУ	57

Андріішин, М.П., канд. техн. наук, Капітанчук, К.І., канд. техн. наук, Якимчук С.А. ВИМІРЮВАЛЬНИЙ СТЕНД ДЛЯ ВИЗНАЧЕННЯ АЕРОДИНАМІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ВЕНТИЛЯТОРІВ ВІДПОВІДНО ДО СТАНДАРТУ ANSI/AMSA 210-07	57
Бага, В.М., канд. техн. наук ГІДРОМЕХАНІЧНІ ПРОЦЕСИ АБРАЗИВОСТРУМЕНЕВОГО ОБРОБЛЕННЯ ПОВЕРХОНЬ МАТЕРІАЛІВ	61
Луговий, О.Л., Гусак, О.Г., канд. техн. наук, Лугова, С.О., канд. техн. наук ГІДРОДИНАМІЧНІ ОСОБЛИВОСТІ КОМБІНОВАНИХ ВІДВОДІВ	63
Сапожников, Я.І. ДОСЛІДЖЕННЯ МЕХАНІЗМУ ЗНОШУВАННЯ САЛЬНИКОВОГО УЩІЛЬНЕННЯ ЗА МОДЕЛЛЮ АРЧАРДА	64
Кондусь, В.Ю., канд. техн. наук, Гусак, О.Г., канд. техн. наук, Муштай М.В. ВПРОВАДЖЕННЯ МЕХАНІЗМУ САМООЧИЩЕННЯ У ПРОМИСЛОВИХ ПРОЦЕСАХ З ВИКОРИСТАННЯМ ВІЛЬНОВИХРОВИХ НАСОСІВ ПРИ ПЕРЕКАЧУВАННІ РІДИН ІЗ ВКЛЮЧЕННЯМИ	68
Мелейчук, О.С., Ванєєв, С.М., канд. техн. наук, Корольов, С.К. ДОСЛІДНО-ПРОМИСЛОВИЙ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИЙ СТЕНД ДЛЯ ВИПРОБУВАННЯ ПАРОВОГО ТУРБОГЕНЕРАТОРНОГО АГРЕГАТА НА БАЗІ СТРУМИННО-РЕАКТИВНОЇ ТУРБИНИ	70
Куліков, О.А., м.н.с. ВІДЦЕНТРОВИЙ КОНТРРОТОРНИЙ НАСОС ТА МОЖЛИВОСТІ РЕАЛІЗАЦІЇ В УМОВАХ СУЧАСНОСТІ	73
Куліков, О.А., м.н.с., Кондусь, В.Ю., канд. техн. наук, КАВІТАЦІЯ У КОНТРРОТОРНОМУ СТУПЕНІ	74
Куліков, О.А., м.н.с., Кондусь, В.Ю., канд. техн. наук ВАРІАНТИ КОМПОНУВАННЯ ДВИГУНІВ У НАСОСНОМУ ОБЛАДНАННІ ТА КОНТРРОТОРНОМУ КОМПЛЕКСІ	76

Андрусяк, В.О., Івченко, О.В., канд. техн. наук, Кондусь, В.Ю., канд. техн. наук

ІНДИКАТОР ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ ВИКОРИСТАННЯ НАСОСНОГО УСТАТКУВАННЯ 78

Панченко, А.І., д-р техн. наук, Волошина, А.А., д-р техн. наук, Холод, І.М., Волошин, А.А.
ОБҐРУНТУВАННЯ КОНСТРУКТИВНИХ ПАРАМЕТРІВ РОЗПОДІЛЬНОЇ СИСТЕМИ ПЛАНЕТАРНОГО ГІДРОМОТОРА 81

Ратушний, О.В., канд. техн. наук,
ПІДХОДИ ДО ВИЗНАЧЕННЯ ТЕОРЕТИЧНОГО НАПОРУ ВІДЦЕНТРОВОЇ КОНТРРОТОРНОЇ МАШИНИ 85

Ратушний, О.В., канд. техн. наук, Сукрут, С.
ПІДВИЩЕННЯ ТЕХНІЧНОГО РІВНЯ ВІДЦЕНТРОВОГО НАСОСА НИЗЬКОЇ ШВИДКОХІДНОСТІ ШЛЯХОМ ВИКОРИСТАННЯ УЩІЛЬНЮЮЧИХ ЕЛЕМЕНТІВ ВИХРОВОГО ТИПУ 86

Івченко, О.І., канд. техн. наук, Панченко, В.О., канд. техн. наук, Петренко, С.С.
АНАЛІЗ КОНСТРУКТИВНИХ ОСОБЛИВОСТЕЙ ВІЛЬНОВИХРОВИХ НАСОСІВ 88

Муштай, М.В., Кондусь, В.Ю., канд. техн. наук
ПЕРСПЕКТИВИ СТВОРЕННЯ ВИСОКООБЕРОТОВИХ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНИХ ЗНА ІЗ ЗМЕНШЕНИМИ МАСОГАБАРИТНИМИ ПАРАМЕТРАМИ 90

Ратушний, О.В., канд. техн. наук, Бондаренко, К.А.
НАСОСНІ ТЕХНІЧНІ СИСТЕМИ ЯК ЗАСОБИ ВПРОВАДЖЕННЯ ЦІЛЕЙ СТАЛОГО РОЗВИТКУ 92

Секція 3 «Системи приводів. Елементи і системи гідропневмоавтоматики»

Голова секції – Воронін, С.В., д-р техн. наук

Кравецький, Ю.А., Чернов, О.В.
ВПЛИВ ПЕРЕХІДНИХ ПРОЦЕСІВ НА ПОКАЗНИКИ ГІДРОМЕХАНІЧНОГО РУЛЬОВОГО ПРИВОДА 94

Репінський, С.В., канд. техн. наук, Козлов, Л.Г., д-р техн. наук, Попик, Д.М., Андреев, А.І.
ПЕРЕХІДНІ ПРОЦЕСИ У ГІДРОПРИВОДІ МАНІПУЛЯТОРА З ЧАСТОТНОКЕРОВАНИМ ЕЛЕКТРОДВИГУНОМ 97

Воронін, С.В. д-р. техн. наук, Полетаєв, В.В.
ШЛЯХИ ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ГІДРОДИНАМІЧНИХ ПРИВОДІВ КОЛІЙНИХ ТА БУДІВЕЛЬНИХ МАШИН 101

Єременко, Р.О.
МОДЕЛЮВАННЯ РОБОТИ ГІДРОПРИВОДА В OPENMODELICA 103

Секція 4 «Гідропневмоприводи та системи лісової та сільськогосподарської техніки»

Голова секції – Мачуга, О.С., д-р техн. наук

Мачуга, О.С., д-р техн. наук, Бойко, М.М., Саприка, М.О.
ОБҐРУНТУВАННЯ СИСТЕМНОГО ПІДХОДУ ДО РАЦІОНАЛЬНОГО ВИБОРУ МАШИН ЗАГОТІВЛІ ДЕРЕВИНИ 105

Мачуга, О.С., д-р техн. наук, Шалапай, В.В.
ЕНЕРГЕТИЧНІ ПОКАЗНИКИ У СТИСНЕНОМУ ГІДРОЦИЛІНДРІ ЗА ВІДСУТНОСТІ ПОДАЧІ РІДИНИ 108

Мачуга, О.С., д-р. техн. наук, Луста, Ю.Р.
МОДЕЛЮВАННЯ ФОРМ ВТРАТИ СТІЙКОСТІ ЛІСОВОЇ МАШИНИ З МАНІПУЛЯТОРОМ НА УХИЛІ ЗА НЕСТАЦІОНАРНИХ НАВАНТАЖЕНЬ 111

Онишко, П.Р., Шевченко, Н.В., канд. техн. наук
**ОГЛЯД ТА ВИБІР СУЧАСНИХ КОНСТРУКЦІЙ ПІДВІСОК ДЛЯ
ПОЛІПШЕННЯ ПОКАЗНИКІВ ПЛАВНОСТІ РУХУ ЛІСОВОЗНИХ
АВТОМОБІЛІВ** 114

Шевченко, Н.В., канд. техн. наук, Бляшинець, Ю.І.
**СИСТЕМИ ЗАХИСТУ ВІД ПЕРЕКИДАННЯ ТА
ПЕРСПЕКТИВИ ЗАСТОСУВАННЯ У ЛІСОТРАНСПОРТНІЙ ТЕХНІЦІ** 118

Волянський, М.С., Гришук, В.П.
**СИСТЕМА АВТОМАТИЧНОЇ КОРЕКЦІЇ РУХУ КУЛЬТИВАТОРА
ДЛЯ МІЖРЯДНОГО ОБРОБІТКУ ҐРУНТУ** 122

**Секція 5 «Загальні питання гідравліки, пневматики та
суміжних галузей»**

Голова секції – Губарев, О.П., д-р техн. наук

Яшук, О.П.
**ЗАСТОСУВАННЯ ГІДРОАБРАЗИВНИХ ТЕХНОЛОГІЙ
ДЛЯ ОБРОБКИ ПОВЕРХОНЬ ДЕТАЛЕЙ НАСОСІВ** 125

Бадах, В.М., канд. техн. наук, Скиба, В.В., д-р. мед. наук,
Рибальченко, В.Ф., д-р мед. наук, Лисиця, В.В.
**РЕЗУЛЬТАТИ ВИКОРИСТАННЯ ГІДРОСТРУМЕНЕВОГО
СКАЛЬПЕЛЯ ПРИ ХІРУРГІЧНОМУ ЛІКУВАННІ
СПАЙКОВОЇ НЕПРОХІДНОСТІ КИШЕЧНИКА** 128

Синицина, Є.Ю., Губарев, О.П., д-р техн. наук
**ЗАГАЛЬНИЙ АЛГОРИТМ РОБОТИ МЕХАТРОННОЇ СИСТЕМИ
КЕРУВАННЯ МІКРОКЛІМАТОМ ТЕПЛИЧНОГО ОБ'ЄКТУ** 132

Пікула, М.В.
ВИДАЛЕННЯ ЗАДИРОК ЯК ТЕХНОЛОГІЧНА ПРОБЛЕМА 135

Бадах, В.М., канд. техн. наук, Осадчук, В.
**ДОСЛІДЖЕННЯ ВИКОРИСТАННЯ РІВНЯНЬ
ПРИСКОРЕННЯ ТІЛ ЗМІННОЇ МАСИ ДЛЯ ОПИСУ РУХУ
ГІДРОПНЕВМАТИЧНИХ РАКЕТ** 139

Скворчевський, О.Є., канд. техн. наук, Панамарьова, О.Б., канд. техн. наук
**ЕЛЕКТРОГІДРАВЛІЧНІ МЕХАТРОННІ МОДУЛІ,
ЯК ОБ'ЄКТИ ДЛЯ ПЛІТНОГО ВПРОВАДЖЕННЯ КОНЦЕПЦІЇ
CONTINUOUS ACQUISITION AND LIFECYCLE SUPPORT В УКРАЇНІ** 143

Утюгов, Є.В.
**ВИКОРИСТАННЯ ПНЕВМОЦИЛІНДРІВ
ДЛЯ ЗМЕНШЕННЯ ВПЛИВУ ПОЗИТИВНИХ ТА
НЕГАТИВНИХ ПЕРЕВАНТАЖЕНЬ** 147

Ткачов, А., Ткачов, О., Мироненко, С.
**ВПЛИВ РАДІУСУ КРИВИЗНИ КРАНОВОГО МОСТУ НА ЙОГО
ДЕФОРМОВАНУ ПОВЕДІНКУ** 148

Бабічев, І.Г., Кірчу, Ф.І., канд. техн. наук, Волянська, Л.Г., канд.
техн. наук
**ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ТЯГОВИХ
ВЕНТИЛЯТОРІВ БІЛА** 149



*До 120-річчя з дня народження
фундатора вітчизняної наукової школи
промислових гідравликів і пневматиків професора
Трифона Максимовича Башти*

Пленарне засідання

Башта, О.Т. канд. техн. наук

Державне некомерційне підприємство
Державний університет «Київський
авіаційний інститут»

ВЧЕНИЙ, КОНСТРУКТОР, ПЕДАГОГ

Трифон Максимович Башта народився 14 лютого 1904 року в Полтавській губернії в родині багатодітного коваля. Після закінчення Київського політехнічного інституту його направили до Москви в Інститут червоної професури, який готував управлінську і технічну еліту країни. Після закінчення в 1934 році Трифон Башта починає працювати у верстатобудівній промисловості, він створює і очолює бюро гідравлічних передач науково-дослідного інституту метало-різальних верстатів у Москві, яке було піонером в області наукових досліджень і конструкторських розробок гідроприводів у промисловості.

У 1935 році Трифона Башту обрано Вченим секретарем технічного відділення Академії наук СРСР. У 1936 році з його ініціативи та активної участі у Харкові створюється завод «Гідропривод». Варто зазначити, що і Всесоюзний дослідний інститут «Гідропривод», провідний центр розробки систем машинобудівного гідропривода, що з'явився в місті Харкові пізніше, було створено за ініціативою Трифона Максимовича. А невдовзі виходить друком його монографія «Гідравлічні приводи і механізми металорізальних верстатів», яка була першою фундаментальною працею в цій галузі і стала основним посібником для цілого покоління верстатобудівників.

У 1938 році, у розпал сталінських репресій, Трифона Башту заарештовують і за абсурдним звинуваченням засуджують на 10 років ув'язнення. Але ситуація того часу вимагала оновлення авіації. Тому він потрапив до авіаційного конструкторського бюро, організованого наркоматом внутрішніх справ з ув'язнених фахівців. Перебуваючи там, Трифон Максимович першим в історії вітчизняної авіації запропонував використовувати гідравлічний привод у літаках. Він створив гідравліку,

яка забезпечила виконання силових функцій (прибирання і випуск шасі, надання руху закрилкам, стабілізатору). Гідравліка кидала машину на ціль при пікіруванні, розкривала стулки бомболюків і в автоматичному режимі виводила літак з піке.

Після війни Трифон Максимович, професор Московського авіаційного інституту, головний конструктор і директор дослідного заводу. Маючи звання «Головного конструктора по агрегатам авіаційної промисловості СРСР», він створює нові типи коліс для швидкісних реактивних винищувачів, гальма, що скорочують шлях пробігу літака. Вперше у практиці світового авіабудування він винаходить пристрій, що розкручує колесо літака ще в повітрі, чим зменшує динамічний удар шасі при приземленні.

Його розробки були такого рівня, що в 1949 році, ще не реабілітованому Трифону Максимовичу (до того ж виключеному з рядів КППС), за створення нової авіаційної техніки присуджено Сталінську (Державну) премію СРСР. Його фундаментальну книгу «Гідравлічні приводи та агрегати літаків» перекладено за кордоном на дев'ять іноземних мов.

Туга за Батьківщиною та бажання розвивати науку в Україні, повернули Т. Башту до Києва. Далі професор Башта працював у Київському інституті інженерів цивільної авіації з 1955 по 1986 роки на посадах завідувача створеної їм кафедри гідрогазових систем та декана механічного факультету, найбільшого на той час.

У Києві Трифон Максимович продовжує очолювати роботу з розвитку і впровадження гідравлічних приводів у вітчизняну машинобудівну галузь. Кафедра і науково-дослідна галузева лабораторія, яка була створена ним, стала науковим центром з авіаційного і машинобудівного гідропривода країни. Результати наукової діяльності і досвід попередньої практичної роботи, регулярно узагальнювались Трифоном Максимовичем у наукових монографіях, статтях, підручниках, які стали підручниками для декількох поколінь машинобудівників. Відмінна риса монографій Трифона Максимовича полягає у тому, що їх теми завжди сконцентровані на ретельному освітленні фізики явищ, що робить їх доступним і для вчених, і для інженерів, і для студентів. Важко назвати галузь гідроприводів, якою б не займався Трифон Максимович і його учні, та яка б не

знайшла віддзеркалення в його монографіях. Першу монографію («Гидравлические приводы и механизмы металлорежущих станков») було опубліковано в 1936 р., остання з книг («Техническая диагностика гидравлических приводов») вийшла в світ в 1989 році вже після його смерті. Трифон Максимович Башта здобув світове визнання як автор численних монографій. Усього він видав близько 30 монографій і підручників, обсяг кожної з книг нерідко складав 500-600 сторінок. Його багаторічна подвижницька праця дозволила створити йому справжню енциклопедію машинобудівної гідравліки.

Надзвичайно багато часу і сил витратив Трифон Максимович на підготовку наукових кадрів, передаючи їм свої знання і досвід. Під його керівництвом було захищено понад 120 кандидатських робіт та 20 докторських дисертацій. Багато учнів Т.М. Башти стали відомими вченими, очолили багато наукових та конструкторських організацій колишнього Радянського Союзу.

За його представленням в Раду Міністрів СРСР в 18 вузах СРСР (в тому числі і у КПІ) була введена нова спеціальність – «Гідропривод і гідропневмоавтоматика», для викладання якої він написав 4 підручники, по яких займаються студенти і по теперішній час.

Зусиллями професора Т.М. Башти кафедра перетворилося на визнаний фахівцями науковий центр з проблем гідропривода і гідропневмоавтоматики, про що свідчать декілька десятків регулярних (раз у два-три роки) всесоюзних конференцій з кількістю учасників до 500 осіб, проведених за ініціативою Трифона Максимовича на базі кафедри. Слід зазначити, що кафедра, яку очолював він, мала творчі зв'язки з більш, ніж з 250 підприємствами та науковими установами СРСР.

Трифон Максимович Башта – це сторінка історії як авіаційного університету так і усієї вітчизняної науки. Адже він не тільки створив кафедру, а важливий напрямок, наукову школу авіаційного та промислового гідропривода.

Створені ним конструкції систем та елементів гідравлічного приводу є основою сучасних розробок в галузях авіа- та машинобудування.

Його наукові праці актуальні і нині. Написані ним підручники і досі залишаються головними посібниками з питань гідравліки й

гідропривода як для студентів технічних вузів, так і для вже працюючих конструкторів. Вчений, педагог, конструктор, неординарна особа Трифон Максимович Башта – явище всесвітнього масштабу. Його ім'я по праву увійшло до альманаху «Народжені Україною».

На фасаді Київського авіаційного інституту, де він працював в 1955 по 1986 рік, встановлено меморіальну пам'ятну дошку на честь професора, доктора технічних наук, Башти Трифона Максимовича. Відлите з темної бронзи вольове обличчя людини з високим чолом мислителя і спокійним поглядом. Учні й соратники шанують пам'ять професора. Продовжуючи традиції наукової школи, започатковані Трифоном Максимовичем, колектив кафедри, як і раніше, залишається тим авторитетним науковим центром, до якого постійно звертаються за консультаціями і роз'ясненнями як професіонали, що давно працюють у галузі гідропривода, так і молоді фахівці, що лише починають свій науковий шлях. Вся діяльність здійснюється в рамках професійної суспільної організації «Асоціація спеціалістів промислової гідравліки і пневматики», яка була заснована на кафедрі Гідрогазових систем з 1991 році, пережила свій зліт, а також важкі часи, пов'язані з розпадом СРСР, і продовжує функціонувати як професійна міжнародна структура, проводячи щорічні науково-технічні конференції і видаючи власний науково-технічний журнал.

Видання цієї статті, присвяченої 120-річчю від дня народження, Трифона Максимовича – це данина пошани його великим заслугам як видатного вченого, конструктора і педагога.

Список використаних джерел

1. Башта, О.Т. Трифон Башта. Сходінки життя. Колективна Монографія. Сталий розвиток авіаційної інфраструктури України: Колективна монографія \ за заг. ред.. д-ра інст.. наук В.В. Карпова. Львів–Торунь; Liha-Pres, 2023. С.29–61.

2. Башта, О.Т, Бочаров, В.Н, Глазков, М.Б, Зайнчковський, Г.Й. Башта Трифон Максимович. Віхи життя. – Київ, НАУ, 2004.

**Струтинський, В.Б., д-р техн. наук,
Павлун, В.С.**

Національний технічний університет України
«Київський політехнічний інститут ім. Ігоря Сікорського»

ГІДРОМЕХАНІЧНІ ПРОЦЕСИ У МАЛОРОЗМІРНИХ ЩІЛИНАХ ПРИСТРОЇВ ГІДРОАВТОМАТИКИ

Гідромеханічні процеси у малорозмірних щілинах пристроїв гідроавтоматики визначаються особливостями течії рідини і описуються диференціальними рівняннями у частинних похідних, які інтегруються на основі припущень про повільний (повзучий) ламінарний рух рідини у щілині.

Традиційно математичний опис закономірностей течії у малорозмірних щілинах пристроїв гідроавтоматики здійснюється з використанням спрощених диференціальних рівнянь шаруватої плоскої течії рідини. Визначаються розподіл швидкостей, поле статичного тиску та поле вектора градієнта тиску

Закономірності гідромеханічних процесів у щілинах визначаються у тензорній формі. Характерними для опису течії рідини у щілинах є тензори першого рангу (вектори) та тензори другого рангу. Використовуються вектори швидкостей, тензори напружень та тензори швидкостей деформацій.

У малорозмірних щілинах пристроїв гідроавтоматики тензорні величини вироджуються і набувають властивостей сингулярного тензорного поля визначеного на поверхні.

Сингулярне векторне поле швидкості (поле тензора першого рангу) при різних ступенях сингулярності відповідає плоскому чи одномірному руху рідини у щілині або відсутності руху. Сингулярне векторне поле швидкості описує течію в околиці особливих областей течії. Такою областю є течія в околиці плоского джерела або стоку (область у вигляді вузла). Важливою є область типу плоского диполя. Сингулярна область у вигляді плоского фокуса відповідає течії в центрі вихора, вихроджерела або вихростоку. Практично важливими є плоскі

області повністю сингулярного поля швидкостей, які відповідають стійким або нестійким критичним точкам. Рідина в малорозмірних щілинах пристроїв гідравтоматики включає забруднення розміри яких є порівнянними із розміром щілини. Тому в області біля частинки забруднення має місце просторовий рух рідини.

При просторовому русі рідини виникають особливості течії у вигляді просторового вузла. Стійка та нестійка область течії має місце в сингулярній області вектора швидкості типу просторового центра (фокуса). Дана течія має місце в просторовому вихроджерелі типу ізольованого вихору. Дана область часто комбінується з критичною точкою утворюючи стійкий або нестійкий вузол-фокус. Можливі також варіанти вузол-сідло коли в області течії наявні одночасно критична точка і джерело (стік).

Для аналізу просторових течій в околиці особливих областей застосовано тензор другого рангу абсолютної похідної векторного поля швидкостей. Для безвихрового руху рідини даний тензор співпадає із тензором швидкостей деформацій.

Просторові сингулярні тензорні поля в щілинах утворюються тензором напружень в рідині та тензором швидкостей деформацій. При наявності сингулярності (виродження тензорів) має місце явище кавітації. В щілинах кавітація виникає лише при певних умовах. Для виникнення кавітації в області необхідно, щоб власні значення матриць, які визначають тензори напружень і тензори швидкостей деформацій прямували до нуля.

Сингулярні тензорні поля також застосовані для опису облітераційних процесів у малорозмірних щілинах. Використано рівняння повільного осередненого (фільтраційного) руху рідини в тензорній формі.

Виродження тензора фільтраційної проникності рідини в щілині визначає закономірності формування облітераційного шару в малорозмірних щілинах пристроїв гідропривода.

Проведено математичне моделювання облітераційних процесів у малорозмірних щілинах пристроїв гідравтоматики.

При течії рідини в малорозмірній щілині утвореній двома деталями на поверхнях яких наявна система мікровиступів мають місце облітераційні явища. Мікровиступ на поверхні деталі

приводить до локального звуження щілини, а відповідно виникнення облітераційних острівців. Острівці облітерації розвиваються і течія в щілині відбувається за межами даних областей. Розрахунок поля течії в щілині при наявності облітераційних острівців виконано на основі методу ламінарної аналогії. Острівці облітерації моделюються введенням системи плоских диполів, які розташовані випадковим чином по площі щілини. Диполі мають різну інтенсивність, яка також підлягає закономірностям випадкового характеру.

При взаємному зміщенні деталей, що утворюють щілину острівці облітерації руйнуються. При цьому формуються рухомі агрегації забруднень, які переміщуються в щілині під дією перепаду тиску та механічної дії стінок щілини. Переміщення агрегацій відбувається на певну відстань, а потім вони знову фіксуються в певній області щілини. Процеси відриву, руйнування і переміщення агрегацій мають випадковий характер. Це відображається при розрахунку поля течії у вигляді випадкових змін положення диполей та їх інтенсивності.

Розроблені методи розрахунку облітераційних течій в малорозмірних щілинах пристроїв гідравтоматики є основою для створення раціональних конструкцій прецизійних пристроїв гідравтоматики.

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

РОЗВИТОК КЛАСТЕРНОЇ СПІВПРАЦІ ДЛЯ ВИРІШЕННЯ СПІЛЬНИХ НАУКОВО-ТЕХНІЧНИХ ВИКЛИКІВ ПРОМИСЛОВИХ ПІДПРИЄМСТВ

Історично промисловий розвиток України відбувався шляхом концентрації підприємств певних галузей у різних регіонах. Наприклад, Харківщина відома своєю турбінобудівною промисловістю, Дніпропетровщина – ракетобудуванням, а Київщина – авіабудуванням. Сумська область традиційно була центром енергетичного машинобудування, зокрема насосо- та компресоробудування, не лише для України, а й для всієї Східної Європи [1].

До 2022 року основними ринками збуту для українських підприємств були країни Східної Європи (наприклад, російська федерація, Білорусь), Середньої Азії (Казахстан, Узбекистан, Туркменістан) та Кавказу (Азербайджан, Грузія). Однак військові та економічні виклики змусили підприємства шукати нові ринки збуту. Особливо актуально це для Сумської області, яка є важливим виробником насосного та компресорного обладнання.

Для підвищення ефективності роботи промислових підприємств у регіоні було створено Сумський машинобудівний кластер енергетичного обладнання. Кластер об'єднує підприємства, які виробляють обладнання для різних галузей: хімічної промисловості, металургії, нафто- і газовидобутку, залізничного транспорту та критичної інфраструктури (водопостачання, водовідведення, енергогенерація) [2].

Сумський машинобудівний кластер є важливим майданчиком для співпраці підприємств у впровадженні новітніх технологій та розширенні виробничих можливостей. Завдяки об'єднанню зусиль учасників кластеру можна досягти синергії у вирішенні ключових проблем галузі, таких як модернізація обладнання, підвищення енергоефективності та зменшення виробничих витрат. Залучення українських виробників до ланцюгів доданої вартості на європейських ринках також сприяє розвитку експортного потенціалу. Участь

іноземних компаній у локалізації виробництва в Україні дає змогу знизити собівартість продукції та підвищити її конкурентоспроможність як на внутрішньому, так і на зовнішньому ринках.

Крім того, кластерна співпраця сприяє зміцненню зв'язків між бізнесом, наукою та освітою. Це дозволяє підприємствам впроваджувати нові технічні рішення, які відповідають вимогам сучасного ринку, а університетам — готувати спеціалістів з актуальними практичними навичками.

Такий підхід допомагає не лише підтримувати високий рівень якості продукції, а й створювати нові робочі місця та забезпечувати стабільний розвиток регіональної економіки. Сумський машинобудівний кластер виступає рушійною силою для підвищення технологічної незалежності України, забезпечуючи стійкість до зовнішніх викликів і зміцнюючи її позиції на глобальному ринку [3].

Важливу роль у розвитку кластера відіграє Сумський державний університет, який бере участь у спільних проєктах через науково-дослідну частину та факультет технічних систем і енергоефективних технологій (ТеСЕТ). Університет забезпечує не лише наукові дослідження, а й підготовку кваліфікованих фахівців відповідно до потреб промисловості, що сприяє підвищенню якості кадрів та конкурентоспроможності продукції.

Список використаних джерел

1. Кондусь, В.Ю. (2022). Об'єднання потенціалу підприємств сфери Гідроаеромеханіки з метою підвищення промислового потенціалу міста суми і сумської області / Сучасні технології у промисловому виробництві : матеріали та програма ІХ Всеукраїнської науково-технічної конференції (м. Суми, 19–22 квітня 2022 р.) / редколегія: О.Г. Гусак, І. В. Павленко. Суми. С. 226–227.
2. Кизим, М.О., Хаустова, В.Є. (2012). Український досвід формування кластерних структур / Проблеми економіки. №1. С. 3–11.
3. Галинська, Ю.В. (2019). Кластеризація машинобудівних підприємств Сумської області як конвергенція бізнесу та науки / Вісник СумДУ. Серія "Економіка". №4. С. 73–80.

Панченко, А.І, д-р техн. наук,
 Волошина, А.А., д-р техн. наук,
 Таврійський державний агротехнологічний
 університет імені Дмитра Моторного,
 Волошин, А.А.
 ВСП «Мелітопольський коледж ТДАТУ»

ВПЛИВ ЗАЗОРУ МІЖ РОТОРАМИ ОРБІТАЛЬНОГО ГІДРОМОТОРА НА КІНЕМАТИКУ ЇХ РУХУ

Відмінною особливістю орбітального гідромотора є його зовнішній і внутрішній ротора з гіпоциклоїдальним профілем зубів, між центрами яких відсутній «жорсткий» кінематичний зв'язок. Встановлено [1], що у процесі роботи орбітального гідромотора через відсутність «жорсткого» кінематичного зв'язку між роторами вони «самогерметизуються». Додаткові переміщення внутрішнього ротора орбітального гідромотора призводять до нестандартних змін його вихідних характеристик, зокрема зниження кутової швидкості обертання валу орбітального гідромотора при практично незмінному загальному ККД [1]. У зв'язку з цим питання дослідження впливу величини діаметрального зазору на кінематику руху роторів орбітального гідромотора, з метою стабілізації його вихідних характеристик є актуальним та вимагає невідкладного рішення.

Аналіз кінематики руху внутрішнього ротора [1, 2] засвідчив, що відсутність між роторами «жорсткого» кінематичного зв'язку, за наявності діаметрального зазору G , дозволяє внутрішньому ротору займати 1 положення з торканням в точках B і C (рисунк 1,а). У цьому положенні і відбувається «самогерметизація» роторів, незважаючи на наявність діаметрального зазору в точці D . При значенні діаметрального зазору G , що дорівнює своєму критичному значенню $G_{кр}$ ($G = G_{кр}$) відбувається одночасне торкання зубів внутрішнього ротора 1 з зубами 3 зовнішнього ротора 2 в трьох точках B , C та E (рисунк 1, а).

При експлуатації планетарного гідромотора подальше збільшення діаметрального зазору G пов'язано зі зносом зубчастої поверхні його роторів.

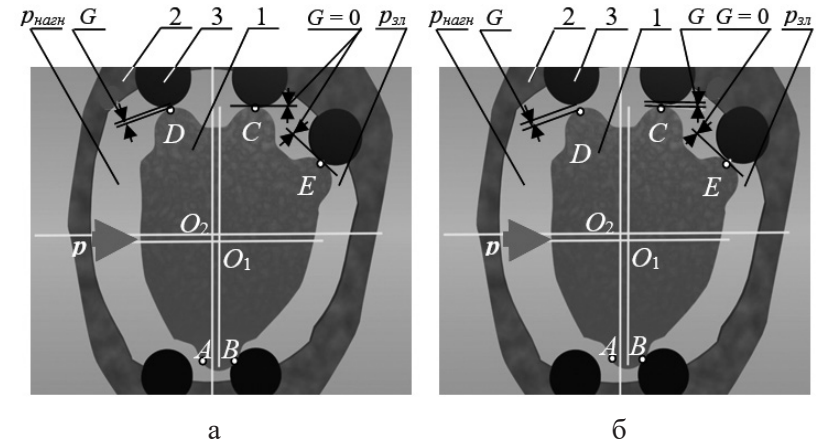


Рисунок 1 – Схема кінематики руху «спливання» внутрішнього ротора планетарного гідромотора зі збільшенням діаметрального зазору:
 а – при $G = G_{кр}$; б – при $G > G_{кр}$;
 1 – внутрішній ротор; 2 – зовнішній ротор; 3 – зуб (ролик)

Коли значення діаметрального зазору G більше критичного $G_{кр}$ ($G > G_{кр}$), то переміщення внутрішнього ротора 1 під дією сили тиску робочої рідини p (при його «спливі») призводить до утворення зазору G у точці C при контакті зубів у точках B та E (рисунк 1, б). Наявність зазору G у точці C (рисунк 1, б) говорить про те, що при значеннях діаметрального зазору G більше критичного $G_{кр}$ ($G > G_{кр}$), «самогерметизація» між камерами нагнітання рнагн і зливу рзл тисків відсутня. Відсутність ефекту «самогерметизації» говорить про те, що між камерами нагнітання рнагн і зливу рзл з'явилася витрата витоків і, отже, характеристики планетарного гідромотора при значенні діаметрального зазору $G > G_{кр}$ будуть змінюватися як у стандартної гідромашини об'ємної дії.

Аналіз кінематики переміщення роторів планетарних гідромашин [1, 2] дозволяє зробити висновок, що наявність діаметрального зазору G і відсутність жорсткого кінематичного зв'язку між роторами викликає додаткові переміщення роторів, змінюючи кінематику їх руху. Явище «самогерметизації» роторів планетарного гідромотора,

викликане їх додатковими переміщеннями, обумовлює нестандартну зміну деяких вихідних характеристик гідромоторів даного типу. До нестандартних змін вихідних характеристик планетарного гідромотора відносяться: відсутність витрати витоків, неминуча за наявності зазору між роторами, і, як наслідок, стабілізація об'ємного ККД; зменшення кутової швидкості обертання вала гідромотора внаслідок додаткових переміщень ротора. Тому, для прогнозування зміни частоти обертання вала планетарного гідромотора в залежності від діаметрального зазору G , необхідно визначити залежності зміни сталої кутової швидкості обертання при теоретичному і реальному положенні його роторів.

За допомогою розробленої фізичної моделі (рисунок 2), що пояснює принцип роботи планетарного гідромотора, продемонстровано переміщення внутрішнього ротора 1, який під дією результуючої сили тиску робочої рідини p без ковзання котиться по «нескінченній» розгортці зовнішнього ротора 2. При відсутності діаметрального зазору теоретична кутова швидкість ωT внутрішнього ротора 1 (рисунок – 2, крива 4) дорівнюватиме [1, 2]: $\omega T = 0,033 \cdot \pi \cdot Q / V_0$, де Q – витрата робочої рідини, пройдені через гідромотор; V_0 – робочий об'єм планетарного гідромотора.

Проведеними дослідженнями встановлено [1–3], що за наявності діаметрального зазору та відсутності «жорсткого» кінематичного зв'язку між роторами планетарного гідромотора, під впливом тиску робочої рідини внутрішній ротор «спливає», тобто, переміщається без обертання. На фізичній моделі (рисунок 2) внутрішній ротор 1, переміщаючись у зоні спливання 3, рухається без обертання, поступально (ковзає).

Час «спливання» t_1 необхідний для переміщення внутрішнього ротора 1 (рисунок 2) у зоні «спливання» 3 (довжина ділянки ковзання) визначається величиною діаметрального зазору. Під час «спливу» t_1 відбувається уповільнення кутової швидкості ω_r обертання внутрішнього ротора 1. Після «самогерметизації» роторів, під час повороту t_2 внутрішнього ротора 1, на початку спостерігається його розгін протягом часу t_3 . Тому реальне значення кутової швидкості ω_r , з урахуванням поступальних переміщень (ковзання) внутрішнього ротора 1 можна зобразити кривою 5, а середнє значення параметра ω_p – кривою 6 (рисунок 2).

При визначенні середнього значення параметра кутової швидкості ω_r (рисунок 2, крива 6) приймемо наступні припущення: всі ділянки зони «спливання» 3 рівні між собою і визначаються величиною діаметрального зазору G , а час «спливання» t_1 (уповільнення) внутрішнього ротора 1 дорівнює часу його розгону t_2 .

Упродовж «спливання» внутрішній ротор 1 переміщується поступально, на величину діаметрального зазору G , отже з урахуванням геометричних параметрів внутрішнього ротора 1, термін «спливання» t_1 можна визначити за формулою [1, 2]:

$$t_1 = \frac{G \cdot D_{e1} \cdot b_1}{4Q \cdot \cos \delta} \quad (1)$$

де D_{e1} – діаметр розташування центру зубів внутрішнього ротора 1; b_1 – ширина внутрішнього ротора 1; $\cos \delta$ – кут нормалі «спливання».

Значимо, що зі збільшенням діаметрального зазору G (при зносі) час «спливу» t_1 зростає. Кут повороту φ внутрішнього ротора 1, який здійснюється протягом часу t_3 , залежить від числа його зубів z_1 і дорівнює $\varphi = 2 \cdot \pi / z_1$. Тоді, з урахуванням прийнятих припущень, маємо:

$$\omega_r = \frac{2\pi \cdot /z_1}{t_3 - 2t_1}, \quad \omega_p = \frac{2\pi \cdot /z_1}{t_3} \quad (2)$$

Звідси загальний час повороту t_3 внутрішнього ротора, що характеризує швидкість повороту дорівнює:

$$t_3 = \frac{2\pi}{\omega_r \cdot z_1} - 2t_1 \quad (3)$$

Дослідження кінематики переміщення внутрішнього ротора планетарного гідромотора за наявності діаметрального зазору G , дозволили отримати математичний апарат, що описує залежність зміни сталої кутової швидкості ω_p , яка визначається сукупністю рівнянь (1), (2) і (3). В результаті теоретичних досліджень розроблено фізичні моделі та математичний апарат, які дозволяють описати взаємозв'язок конструктивних особливостей внутрішнього і зовнішнього роторів та вихідних характеристик планетарного гідромотора. Дослідження фізичної моделі переміщення внутрішнього ротора планетарного гідромотора дають змогу отримати математичний апарат, що описує залежності зміни реального значення кутової швидкості в залежності від діаметрального зазору. Це дозволить визначати кількісні значення

INFLUENCE OF HOUSING SHAPE OF DYNAMIC FILTER ON FILTRATION EFFICIENCY

Dynamic filtration presents significant potential for improving the efficiency of liquid purification, particularly through the self-cleaning action of its rotating filter element. This filtration approach leverages high shear rates generated on the surface of the rotating filter element, which effectively prevents solid particles from adhering and enables their continuous removal. This mechanism not only reduces the risk of clogging but also minimizes the chances of solid impurities entering the filtrate, making dynamic filtration a viable and efficient option for applications involving high levels of contamination.

Latest studies [1,2] have highlighted the effectiveness of a cylindrical filter housing (Fig. 1a) in achieving efficient purification. However, to further optimize performance, researchers are investigating two innovative housing designs (Fig. 1b, Fig. 1c) that incorporate an expanded section in the hopper area, specifically designed for impurity collection.

This expanded hopper design is expected to enhance particle settling and increase the total volume of contaminants that can be captured and retained without reducing filtration efficiency. By providing extra space for sediment accumulation, these modified housing shapes may lead to less frequent maintenance and extend the operational filter lifespan.

The changes in housing design positively affect not only filtration efficiency but also the transfer of particles from the filter element's surface to the hopper. The new housing configurations promote a more streamlined flow direction within the filter, creating optimal conditions for impurity deposition and reducing the likelihood of particles re-entering the filter element surface.

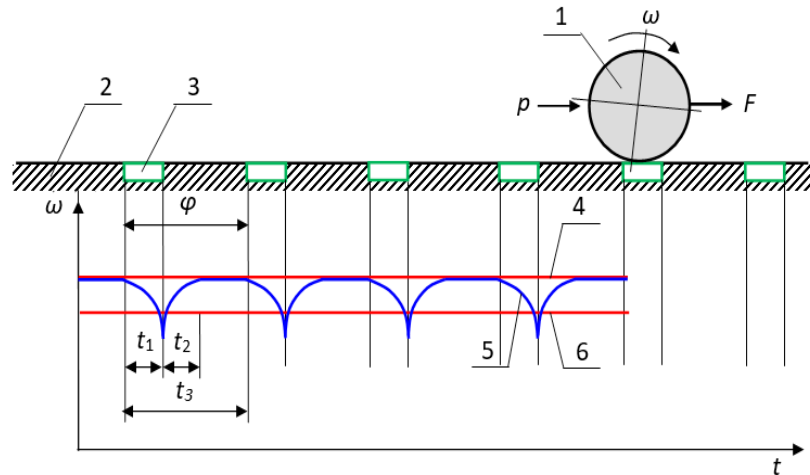


Рисунок 2 – Фізична модель переміщення внутрішнього ротора за наявності діаметрального зазору: 1 – внутрішній ротор; 2 – "нескінченна" розгортка зовнішнього ротора; 3 – зона «спливання» (уповільнення); 4 – теоретична кутова швидкість переміщення; 5 – реальна швидкість переміщення; 6 – середня швидкість переміщення внутрішнього ротора

діаметрального зазору (знос зубчастих поверхонь роторів) у процесі експлуатації планетарного гідромотора.

Список використаних джерел

1. Панченко, А.І., Волошина, А.А., Панченко, І.А., Волошин, А.А. Вплив конструктивних особливостей системи роторів планетарного гідромотору на зміну його вихідних характеристик. Праці ТДАТУ. – Мелітополь: ТДАТУ, 2021. Вип. 21. Т. 4. С. 61–77.
2. Панченко, А.І., Волошина, А.А., Панченко, І.А., Волошин, А.А. Вплив величини діаметрального зазору на кінематику руху внутрішнього ротора орбітального гідромотора. Науковий вісник ТДАТУ. Мелітополь: ТДАТУ, 2023. Вип. 13. Том 1. <https://doi.org/10.31388/2220-8674-2023-1-3>.
3. Панченко, А.І., Волошина, А.А., Панченко, І.А., Пастушенко, С.І. Дослідження впливу похибки форми виготовлення роторів на вихідні характеристики планетарних гідромоторів. Праці ТДАТУ. Мелітополь: ТДАТУ. 2019. Вип. 19. Т. 4. С. 33–48.

This is particularly beneficial in systems where continuous, high-efficiency filtration is critical, as it helps maintain consistent performance over extended periods.

These advances make dynamic filtration an attractive solution for a range of industries, including hydraulics, oil processing, and other sectors where robust, efficient filtration systems are essential. The potential to customize the filter housing shape to further increase impurity retention and streamline particle removal could open new applications and improve overall filtration performance. As research progresses, dynamic filtration may offer a new standard in high-efficiency purification technology, combining effective self-cleaning capabilities with the ability to handle substantial impurity loads, all while reducing maintenance needs and enhancing filter durability.

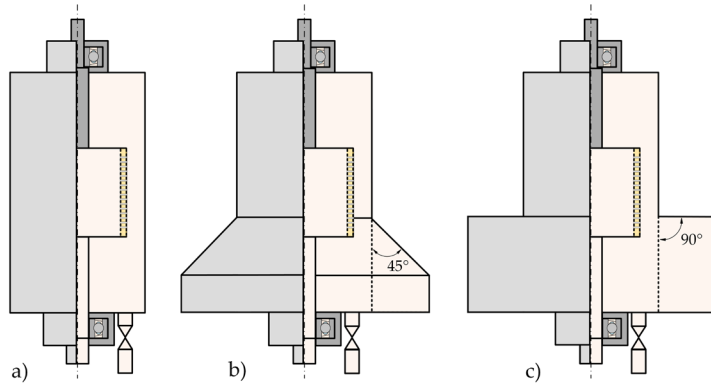


Figure 1. Initial filter design (a) and two investigated designs with modifications made (b, c).

Reference list

1. Brazhenko, V., & Mochalin, I. (2021). Numerical simulation and experimental tests of the filter with a rotating cylindrical perforated filter element. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, 235(12), 2180-2191.
2. Brazhenko, V., Qiu, Y., Mochalin, I., Zhu, G., Cai, J. C., & Wang, D. (2022). Study of hydraulic oil filtration process from solid admixtures using rotating perforated cylinder. *Journal of the Taiwan Institute of Chemical Engineers*, 141, 104578.

МЕХАНІЗМ ГЕНЕРУВАННЯ КАВІТАЦІЙНИХ КОЛИВАНЬ ТИСКУ ПРИ ВИТІКАННІ РІДИНИ ЧЕРЕЗ ДРОСЕЛЬНИЙ ПРИСТРІЙ

При дроселюванні потоку рідини зі значним перепадом тиску виникає кавітація. В гідроприводі не бажано допускати виникнення кавітації. Вона пошкоджує агрегати гідравлічної системи [1], призводить до інтенсивних коливань тиску, до деградації робочої рідини [2]. Але кавітацію можна використовувати для реалізації функцій керування витратою рідини, генерування коливань тиску, для процесів очищення деталей, емульгування рідин, інтенсифікації хімічних реакцій та ін. Найпростішим пристроєм для створення гідродинамічної кавітації є дросель, що працює в кавітаційному режимі. Такий генератор здатен створювати широкий спектр кавітаційних коливань тиску значної амплітуди [3], вони мають просту конструкцію, мінімальні розміри і такі пристрої просто виготовити. Важливо зазначити, що корисна функція реалізується в кавітаційному генераторі наявним чином без застосування допоміжних елементів (кранів, золотників, клапанів та ін.). Для ефективного використання кавітаційних явищ у технологічних процесах необхідно дослідити механізм виникнення кавітаційних пульсацій тиску.

Механізм генерування кавітаційних коливань тиску при високо-напірному дроселюванні рідини дуже складний. Він складається із певної кількості процесів, які домінують на макро- і мікромасштабах. Колапс дрібних бульбашок викликає піки високого тиску, які спричиняють ерозію конструкційних матеріалів.

Існують два механізми руйнування поверхні внаслідок колапсу бульбашок – створення ударної хвилі і механізм кумулятивного струменя [4, 5]. В роботі [6] розглядався великомасштабний процес генерування коливань тиску на основі вихорів. В роботі [7] групою авторів запропоновано модель генерування кавітаційних коливань

тиску, яка заснована на моделі дискретного струменю. Модель враховує вплив парогазової суміші, яка виділяється в зоні кавітації, на коливання тиску, а також додатковий розгін транзитного струменю рідини внаслідок виникнення в ній розривів суцільності. Суть дискретної моделі полягає в тому, що при високонапірному витоку рідини через дросельний пристрій (кавітаційний генератор коливань тиску) в зоні розрідження попередньо суцільний струмінь ділиться парогазовими рухомими кавернами на окремі блоки. Потім, в зоні відновлення суцільності, ці блоки співударяються з потоком загальмованої рідини, породжуючи пульсації (коливання) тиску.

В роботі [8] запропоновано механізм самозбудження автоколивань тиску, пов'язаних з пульсацією розмірів осілої кавітаційної каверни в трубці Вентурі. У розглянутому механізмі створення коливань тиску підвід енергії до коливальної системи обумовлено, на думку авторів, зміною втрат тиску на раптове розширення потоку за кавітаційною каверною. Втрати тиску в розглянутому механізмі залежать від розмірів каверни і швидкості рідини в перерізах, де замикається каверна. Частота кавітаційних коливань тиску визначається інерційним опором трубопровода за трубкою Вентурі та податливістю кавітаційної зони в трубці. Виходячи із аналізу літературних джерел, очевидно, що взаємодію різних механізмів генерування кавітаційних коливань тиску при високонапірному дроселюванні рідини не досліджено.

На основі досліджень авторів [9] було запропоновано домінуючий механізм генерування кавітаційних коливань тиску, який базується на моделі дискретного струменю. Модель базується на поділі транзитного струменя на окремі блоки з наступним імпульсним гальмуванням блоків у області відновленого тиску. Для опису цього процесу було використано теорему імпульсів, яка дуже добре описує процес у випадку дискретних мас рідини. Низькочастотна складова кавітаційних коливань тиску (400–800 Гц) є наслідком модуляції плунжерної частоти насоса із частотою сходу дискретних мас рідини. Імпульсне гальмування дискретних блоків рідини спричиняє коливання тиску за дросельним пристроєм, частота яких складає від 1 кГц до 15 кГц (рисунк 1.). Коливання тиску, спричинені імпульсним гальмуванням, ініціюють лавинне захоплення дрібних кавітаційних бульбашок, які створюють високочастотні коливання тиску (вище 15 кГц).

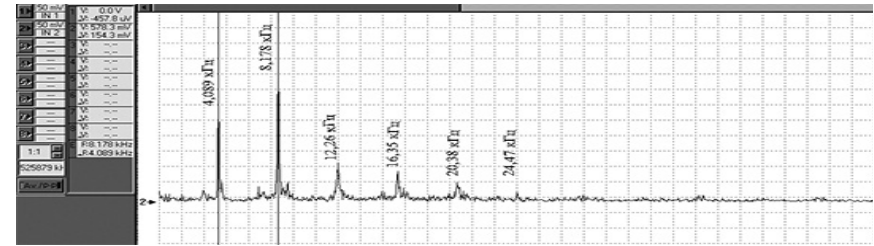


Рисунок 1 – Спектральні характеристики кавітаційного генератора конфузорного типу ($\Delta p = 0,925$; $P_{ex} = 10$ МПа)

До цього ансамблю додаються коливання тиску, спричинені дією вихрових структур на зрізі дросельного насадку та турбулентністю.

Основним чинником кавітаційних коливань тиску при високонапірному дроселюванні рідини є співударяння дискретних мас рідини із загальмованим потоком рідини (так званий «снарядний» рух рідини), який ініціює лавинний колапс дрібних бульбашок. Наведений механізм генерування кавітаційних коливань тиску дозволяє пояснити інтенсивне протікання кавітаційної ерозії при високонапірному дроселюванні рідини.

Список використаних джерел

- Xiaogang, X., Liang, F., Anjun, L., Zhenbo, W. (2021). Numerical Analysis of the energy loss mechanism in cavitation flow of a control valve. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 174, 121331.
- Guolai, Y., Guoguo, W., Xiaoging, L. (2020). Oxidative Deterioration Effect of Cavitation Heat Generation on Hydraulic Oil. *IEEE Xplore*, 8, 119720 – 119727.
- Hou-sheng, Z., Guang-hao, C., Qin, W., Huang, B. (2022). Experimental investigation of unsteady attached cavitating flow induced pressure fluctuation. *Journal of Hydrodynamics*, volume 34, 31–42.
- Themistoklis, M., Soren, S., Tom van Terwisga, J. (2013). Cavitation erosion risk assessment for a marine propeller behind a Ro-Ro container vessel. *Physics of Fluids*. Vol. 35, Issue 1, 013342.
- Joshi, J S., Franc, P., Ghigliotti, G., Fivel, M. (2019). Sph modelling of a cavitation bubble collapse near an elasto-visco-plastic material. *Journal of the Mechanics and Physics of Solids*. Vol. 125, 420–439.

6. Magnotti, M., Battistoni, M., Saha, K., Som, S. (2020). Development and validation of the cavitation-induced erosion risk assessment tool. *Transportation Engineering*. Vol. 2, 100034.

7. Тарасенко, Т., Бадах, В. (2019). Дослідження локалізації і інтенсифікації кавітаційної ерозії при високонапірному дроселюванні рідини в гідравлічних пристроях. *Проблеми тертя та зношування*. №2 (83). С.93–103.

8. Пилипенко, В. (1989). *Кавитационные колебания*. Київ: Наукова думка, 316.

9. T. Tarasenko, M. Makarenko, P. Lukyanov, V. Badakh, I. Dubkovetskiy Determining the mechanism for generating cavitation pressure fluctuations in throttle devices at high-head throttling of liquid Eastern-European *Journal of Enterprise Technologies* vol.4 №7(130) – 2024. – p. 21–31.

УДК: 620.97-021.633:621.64(045)

**Красношапка, О.О.,
Ясиніцький, Е.П., канд. техн. наук**
Державний університет
«Київський авіаційний інститут»
**Михайличенко, Д.В.,
Пилипенко, О.Ю., канд. техн. наук**
Національний університет харчових технологій

ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОЧОГО ТІЛА В ОРГАНІЧНОМУ ЦИКЛІ РЕНКІНА ДЛЯ ВИКОРИСТАННЯ ВТОРИННИХ ЕНЕРГЕТИЧНИХ РЕСУРСІВ НА КОМПРЕСОРНІЙ СТАНЦІЇ

Економічна діяльність людства у промисловості, сільському господарстві, транспорті та в інших галузях призводить до викидів в навколишнє середовище великої кількості теплоти, які призводять до глобальних змін клімату планети Земля.

По усій території України достатньо багато лінійних і дотискуючих компресорних станцій природного газу, які мають значні об'єми вторинних енергетичних ресурсів (ВЕР) у вигляді надлишків теплової енергії. Умовно це тепло можливо розподілити на високо потенційне

і низько потенційне. Можна навести декілька прикладів кількості витраченої теплової енергії.

Джерелом високо потенційного тепла є продукти згоряння палива у газотурбінних установках і у поршневих газомоторних компресорах. Так, тільки на одній із КС встановлений утилізатор тепла на вихлопній трубі від газотурбінного двигуна має паспортні показники в 4,57 *МВт* теплової енергії. Основними джерелами низько потенційного тепла на компресорних станціях є агрегати повітряного охолодження газу (АПО газу), агрегати повітряного охолодження масла у системі ГТА (АПО масла) та інші. В АПО природний газ надходить з температурою 60–70 °С, а виходить з температурою 30–40 °С. На КС з потужністю 80–100 *МВт* в АПО газу за добу витрачається 4–5. 103 *ГДж* теплоти і витрачається 20–22 тисячі *КВтч* на привод повітряних вентиляторів.

Кількість АПО на КС може бути 10–12, а загальна потужність повітряних вентиляторів 700–1000 *КВт*. У спекотній літній час ефективність зняття тепла на АПО значно зменшується, і температура стиснутого газу на вихіді з охолоджувача стає 43–45 °С, що знижує продуктивність КС на 5–7%.

Упродовж охолодження масла в АПО при витраті 10,9 *кґ/с* у повітря передається до 1000 *КВт* теплоти в одну секунду [1].

Враховуючи, що такі потужності необхідні для опалювання як мінімум декількох новобудов на 1000 мешканців, але розташування компресорних станцій зазвичай знаходиться не в безпосередній близькості від споживачів, тому виникає питання: яким чином можливо утилізувати таку кількість вторинних енергетичних ресурсів. Одним із основних напрямків дослідження є використання органічного циклу Ренкіна [1] для отримання електричної енергії від теплової енергії. Але усі дослідження цього напрямку пов'язані з суттєвим переоснащенням діючого виробництва з безпосереднім виводом з роботи газоперекачувальних агрегатів для впровадження додаткового обладнання.

Ділянки КС на яких можливо впровадити утилізацію теплоти мають певні обмеження в температурах, і тому розглядається декілька схем використання ОРС циклу. На рисунку 1 наведено схему для утилізації теплоти вихідних газів.

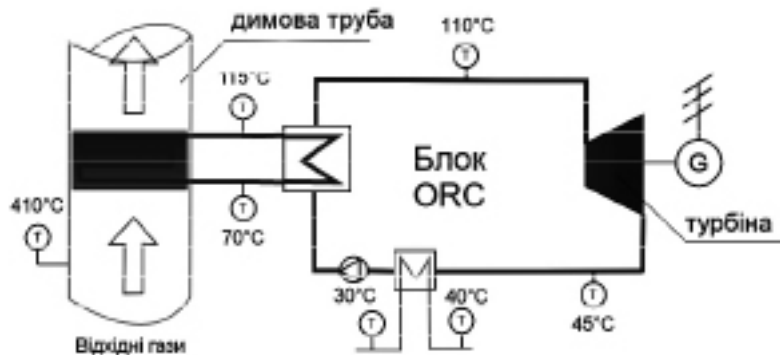


Рисунок 1 – приєднання до УТ 4,5 (утилізатор тепла) у складі агрегата ГПА-Ц-6, 3-С

Найкращим варіантом використання теплової енергії стає вироблення електричної енергії. Ця вироблена електрична енергія може бути використана на власні потреби виробництва (привод вентиляторів, компресорів, димососів, циркуляційних насосів і т. д.). Величина споживання електроенергії на власні потреби визначаються тепловою потужністю агрегатів та їх кількістю.

В низькотемпературних циклах Ренкіна різного призначення (геотермальні, когенераційні, утилізаційні та ін.) використовуються різні робочі речовини (пропан, бутан та їх суміші (ізобутан), озонобезпечні хладони (R134а, R142в, R161, R170)). Одним із ключових аспектів при розробці систем ORC для даної установки є вибір оптимального робочого хладагента [3,4,5,6]. Робоча речовина має відповідати наступним вимогам: мати високу питому теплоту і щільність, низький вплив на навколишнє середовище та інші. Робоча речовина визначає ефективність системи і кількість отриманої електричної енергії від вторинних ресурсів. Теплофізичні властивості обраної речовини суттєво впливають на рентабельність проекту, розміри використовуваних пристроїв, ефективність розширювача, стабільність всієї системи та її вплив на навколишнє середовище. Однією з найважливіших характеристик органічних рідин є їх низька температура кипіння і низький тиск кипіння при високій молярній масі.

Враховуючи досить низькі температури на вході в турбіну проведено розрахунок ефективності всього ORC на різних робочих речовинах але з фіксованими температурами на вході та виході з турбіни циклу. Для цього використовуємо програмний комплекс MATLAB R2023b з підключенням бібліотеки даних CoolProp. PropsSI. Основні розрахункові рівняння відповідно до циклу матимуть вигляд:

$$\eta_{\text{ORC}} = W_{\text{net}} / Q_{\text{evp}}$$

де W_{net} – чиста вихідна потужність системи.

$$W_{\text{net}} = WT - W_p,$$

де WT – потужність турбіни, W_p – потужність насоса.

$$W_T = m_{\text{wf}} \cdot (h_3 - h_4) \quad W_p = m_{\text{wf}} \cdot (h_2 - h_1),$$

$$Q_{\text{evp}} = m_{\text{wf}} \cdot (h_3 - h_2),$$

де Q_{evp} – кількість теплоти; m_{wf} – витрати робочої речовини; h – ентальпія робочої речовини у відповідних точках циклу Ренкіна.

Розрахунки підтвердили:

- при граничній температурі теплоносія у 110°C ефективність циклу у діапазоні 7,8–12,8 %;

- при температурі теплоносія у 70° ефективність падає до діапазону 1,9–5,1% і досить суттєво знижується різниця ентальпії на турбіні, що напряму впливає на кількість генерації.

Таким чином, можна зробити висновок, що чим вища температура кипіння органічної рідини, тим краща термічна ефективність досягатиметься в ORC-циклі. Для різних схем ORC-циклу з використанням в якості робочих речовин н-Пентану, и-Пентану і н-Гексану отримана найкраща теплова ефективність.

Список використаних джерел ура

1. Розгонюк В.В. Довідник працівника газотранспортного підприємства / В.В.Розгонюк, А.А. Руднік, В.М. Коломеев, М.А. Григіль.- ТОВ «Росток». К.: 2001. 1092 с.
2. Буляндра, О.Ф. Технічна термодинаміка.– К.: Техніка. 2001.–320с.
3. Karellas S., Schuster A., 2008, “Supercritical Fluid Parameters in Organic Rankine Cycle Applications”, Int. J. of Thermodynamics ISSN 1301-9724, 11, 101–108.

4. Saleh B., Koglbauer G., Wendland M., Fischer J., 2007, "Working fluids for lowtemperature Organic Rankine Cycles", Energy 32, 1210–1221.

5. Borsukiewicz-Gozdur A., Nowak W., 2007, "Comparative analysis of natural and synthetic refrigerants in application to low temperature Clausius–Rankine cycle", Energy, 32, 344–352.

6. Quoilin S., Lemort V., 2007, "Technological and Economical Survey of Organic Rankine Cycle Systems", 5th European conference economics and management of energy industry, Portugal.

УДК 621.22:621.694

Роговий, А.С., д-р техн. наук,

Тімченко, Є.І., Дьомін, Д.Р.

Національний технічний університет
«Харківський політехнічний інститут»

ОПТИМІЗАЦІЯ ГЕОМЕТРИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ БЕЗДРЕНАЖНОГО ВИХОРОКАМЕРНОГО ЕЖЕКТОРА ДЛЯ ДОСЯГНЕННЯ МАКСИМАЛЬНОГО ККД

Струминні технології широко застосовуються в промисловості завдяки простоті, надійності та універсальності [1]. Вони використовують струмись рідини або газу для створення тяги, підйомної сили, змішування чи транспортування. Зокрема, струминні насоси забезпечують безконтактне перекачування рідин, що містять абразивні частинки, що актуально для нафтової, хімічної, гірничої та енергетичної галузей [2]. Використання гідродинамічних ефектів дозволяє підвищити ефективність процесів. Струминні апарати використовуються у вакуумних системах, ежекторах, та пристроях для зниження шуму. Головними перевагами є низька вартість виробництва, простота конструкції та можливість роботи з агресивними або небезпечними середовищами [3].

Реалізація ідеї використання впливу відцентрової сили на тверду частинку у вихровій камері вимагає створення додаткового тангенціального каналу виходу змішаного потоку на периферії

вихрової камери [1]. Такі струминні нагнітачі, що використовують в якості середовища-носія газ, названі вихорокамерними ежекторами (ВКЕ), мають високі показники ефективності перекачування твердих абразивних середовищ. Ефективність перекачування твердих частинок за допомогою повітря вдвічі перевищує ефективність перекачування за допомогою класичних прямоточних струминних насосів та ежекторів [4].

ВКЕ мають істотний недолік – використання технологічного дренажного каналу призводить до виникнення втрат середовища в ньому. Ці втрати залежать від кінематичних параметрів закрутки потоку всередині вихрової камери [5], а також від геометричних розмірів камери та каналів.

Метою даного дослідження було знаходження оптимальних геометричних розмірів вихрової камери та каналів підводу й відведення ВКЕ для забезпечення максимального коефіцієнта корисної дії.

Роботу виконано в три етапи: спочатку проведено експериментальні дослідження щодо визначення характеристик течії модельного ВКЕ, а на другому етапі виконано числове моделювання характеристик тієї ж конструкції, що дозволило порівняти результати та довести адекватність подальшої оптимізації конструкції ВКЕ числовим шляхом. На третьому етапі виконано планування експерименту для пошуку оптимальних геометричних розмірів.

Використання методів планування експерименту є критично важливим для оптимізації геометричних параметрів ежектора, оскільки дозволяє: зменшити кількість необхідних експериментів без втрати інформативності; виявити взаємозв'язки між параметрами, такими як відносний діаметр вихрової камери \bar{H} , відносна висота вихрової камери \bar{D} та відносний діаметр каналу живлення ежектора \bar{d}_s і ефективністю пристрою; отримати модель залежностей для передбачення продуктивності за різних умов. Всі геометричні параметри віднесено до діаметра осевого каналу входу.

Значення обраних рівнів варійованих факторів наведено в таблиці 1.

Таблиця 1. Значення обраних рівнів факторів, що варіюються

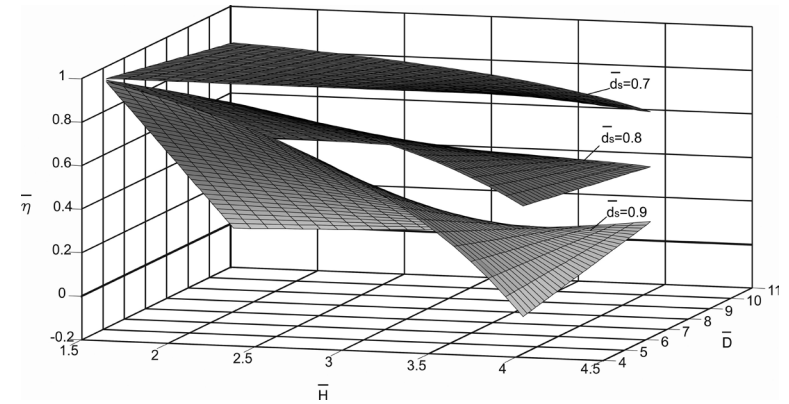
Рівень факторів, що варіюються	Позначення кодоване	\bar{H}	\bar{D}	\bar{d}_s
		x_1	x_2	x_3
Основний рівень	0	2,83	7,08	0,8
Інтервал варіювання	Δx_j	1,2	3	0,1
Верхній рівень	+1	4,06	10,08	0,9
Нижній рівень	-1	1,63	4,08	0,7

Для більш точного опису залежностей ККД від геометричних параметрів та для детального дослідження області оптимуму, на другому етапі досліджень використано плани другого порядку. Матрицю планування розширено за допомогою «зіркових» точок, що дозволяє отримати інформацію про лінійні, квадратичні ефекти та ефекти взаємодії. В таблиці 2 наведено рівні факторів із «зірковими» точками.

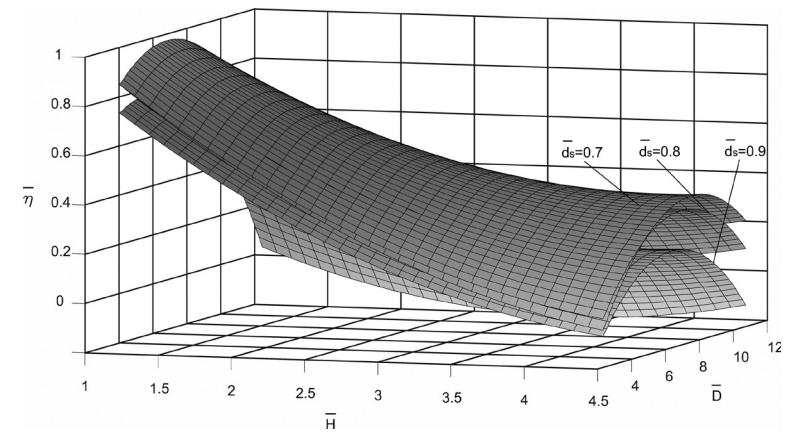
Таблиця 2. Значення обраних рівнів факторів, що варіюються

Рівень факторів, що варіюються	Позначення кодоване	\bar{H}	\bar{D}	\bar{d}_s
		x_1	x_2	x_3
Основний рівень	0	2,83	7,08	0,8
Інтервал варіювання	Δx_j	1,2	3	0,1
Верхній рівень	+1	4,06	10,08	0,9
Нижній рівень	-1	1,63	4,08	0,7
Зіркові точки (-)	-1,41	1,14	2,85	0,66
Зіркові точки (+)	+1,41	4,52	11,3	0,94

На рисунку 1 наведено залежності відносного ККД ВКЕ від факторів: на 1,а залежності віднесено до максимального значення (11,8%) отриманого за лінійною моделлю, на 1,б наведено залежність 2-го порядку відносного ККД, який досягає максимального значення (16,7%), отриманого за другим планом із «зірковими» точками.



а)



б)

Рисунок 1 – Залежність відносного ККД ВКЕ:
а) модель першого порядку; б) модель другого порядку

Зі збільшенням відносних висоти вихрової камери, її діаметра і діаметра каналу живлення ККД ежектора зменшується, найбільший вплив чинить відносна висота вихрової камери за обраних рівнів варіювання.

Після збільшення області значень факторів та отримання моделі другого порядку знайдено максимальне значення ККД ВКЕ, яке дорівнює 16% для $\bar{D} = 5,65$, $\bar{H} = 1,14$ та $\bar{d}_s = 0,7$.

Список використаних джерел

1. Сьомін, Д.О., Роговий А.С. Вплив умов входу середовища, що перекачується, на енергетичні характеристики вихрекамерних насосів. Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Збірник наукових праць. Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. Харків: НТУ «ХПІ», 2015. № 3 (1112). С. 130–136.
2. Роговий, А.С. Концепція створення вихорокамерних нагнітачів та принципи побудови систем на їх основі // Вісник Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля. – 2017. – №. 3 – С. 168–173.
3. Сьомін, Д.О. Вихорокамерні нагнітачі: монографія / Д.О. Сьомін, А.С. Роговий // – Харків, 2017. 204 с.
4. Роговий, А.С. Удосконалення енергетичних характеристик струминних нагнітачів. Дис...канд. техн. наук: 05.05.17 / Східноукраїнський національний ун-т ім. Володимира Даля. Луганськ, 2007. 193 с.
5. Brazhenko, V., Mochalin, I. Numerical simulation and experimental tests of the filter with a rotating cylindrical perforated filter element. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science, 2021, Vol. 235(12), P. 2180–2191.

УДК 621.22

Сахно, Є.Ю., д-р техн. наук,
Коваленко, С.В., канд. пед. наук
Національний університет
«Чернігівська політехніка»

МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСІВ РОБОТИ МОДЕРНІЗОВАНОГО ГІДРОСТАТИЧНОГО ПІДШИПНИКА З ВИКОРИСТАННЯМ ТЕОРІЇ ГРАФІВ

Подовжуючи тематику модернізації гідростатичних підшипників стає питання швидкого, цілеспрямованого силового впливу на зміну навантаження в гідростатичних опорах технологічного обладнання для компенсації навантажень, що відбуваються в процесі роботи виробу.

Компенсація навантажень відбувається за рахунок подачі додаткового об'єму робочої рідини безпосередньо в точці найбільшого контакту валу з перемичкою підшипника швидко і короткочасно, і після зменшення навантаження рух рідини припиняється [1,2].

Для проведення подальших досліджень та визначення ймовірності стабільної та безвідмовної роботи технологічної системи рекомендовано використовувати теорію графів [3], що є досить коректним методом аналізу при структурному моделюванні, оскільки досить часто завдання комп'ютерного програмування можна подати у вигляді відеоплатформи та вирішити поставлені завдання досить простими дослідницькими методами та прийомами. Крім цього, в процесі роботи не обов'язково використовувати графічні зображення безпосередньо, достатньо відомих наукових підходів та імітаційного моделювання, що дає можливість отримувати заданий результат та підвищити ефективність проектних рішень.

Враховуючи, що множину об'єктів можна використовувати для абстрагування практично будь-якого типу технічних даних, теорія графів дає можливість глибокого дослідження взаємозв'язку між заданими технічними параметрами гідростатичного підшипника, що дає адекватні відповіді на питань розташування, налаштування гідросистеми, оптимізації та узгодження режимів функціонування.

Крім того, в такий постановці завдання проектування структури технологічної системи та її використання дає можливість використовувати апарати штучного інтелекту, що зменшує час і спрощує побудову математичної моделі гідросистеми.

Таким чином, теорія графів може бути використана для моделювання парних взаємозв'язків між елементами заданої множини модернізованого ГСП. Використовуючи різні інформаційні підходи можливо отримати візуальну ілюстрацію заданих технічних параметрів та визначити ступінь відношень між ними.

Запропонований метод дозволяє застосувати численні, у тому числі складні дані, для їх адекватного опису в системній моделі, з подальшою розробкою алгоритму та керуючої програмою управління роботи гідровузла. Забезпечення чіткості та коректності опису даних у графах також формує ефективність використання запропонованої теорії при моделюванні процесів та систем гідроавтоматики.

На основі вищезазначеного можна стверджувати, що розробка математичних моделей рідинного впливу на вал гідростатичного підшипника, що досить коректно відображають технологічні процеси з використанням сучасної теорії графів, є важливим та актуальним завданням, вирішення якого дозволить отримати нові знання щодо функціонування елементів технологічної системи з можливістю керування технічними параметрами її елементів.

Список використаних джерел

1. Патент UA № 126453 F16C 32/06. Регульований гідростатичний підшипник \ Сахно Є.Ю., Коваленко С.В. – а2020 01597. заяв. 06.03.20 опубл. 05.10.22. Бюл. № 40.
2. Сахно, Є.Ю. Використання струменевих технологій для силового впливу на вал гідростатичного підшипника /Сахно, Є.Ю.//Технічні науки та технології, 2023. – №1(31).– С. 21–28.
3. Бобрицька Г.С. Прикладне застосування теорії графів у різних сферах життя суспільства та окремої особистості/ Бобрицька, Г.С. // Фізико-математична освіта, Випуск 3 (13), 2017. – С. 26–30.

Макаренко, Р.О., канд. техн. наук,
Тарасенко, Т.В., канд. техн. наук,
Державний університет
«Київський авіаційний інститут»

ОТРИМАННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ПРИЙНЯТНОЇ ТОЧНОСТІ ПРИ МОДЕЛЮВАННІ ЗОВНІШНЬОЇ ТЕЧІ У ПРОГРАМІ FLOW SIMULATION

При проектуванні літальних апаратів часто виникає задача розрахунку характеристики моделі при її зовнішньому обтіканні. У цьому питанні насамперед слід виділити особливості підготовки моделі до розрахунку та розміри розрахункового домену [1, 2]. Flow Simulation пропонує автоматично встановити розрахунковий домен, який приблизно відповідає необхідній умові для проведення розрахунків, але рекомендовано встановити розрахунковий домен трохи більшого розміру. Розміри розрахункового домену рекомендується встановити в таких межах: перед моделлю 5–10 значень характерного розміру, після моделі 10–15 значень характерного розміру, у поперечному напрямку розширити домен на 5–10 значень характерного розміру від моделі з кожної сторони. Характерним розміром може бути довжина хорди для профілю крила (тільки при моделюванні профілю) або довжина моделі літального апарата.

Для підвищення точності розрахунку завжди пропонується необхідність дослідження збіжності за сіткою. Але при проведенні цього дослідження є деякі обмеження пов'язані з оперативною пам'яттю, тому що збільшується кількість розрахункових елементів.

Наступна рекомендація, яка завжди пропонується, це подрібнення сітки навколо моделі або використовувати додаткову локальну область, яка рівномірно розподілена навколо моделі з елементами сітки меншого розміру ніж у базовій сітці. Було проведено чималу кількість чисельних експериментів, у яких задіяні всі ці підходи та порівнювалися результати моделювання з експериментальними даними. Для отриманих результатів похибка становила від 15 до 30%. Бажано отримувати показники у діапазоні похибки, що не перевищує 10%.

Рекомендації загального характеру щодо подрібнення розрахункової області в зоні можливих високих градієнтів допустимі, але при цьому вимагають кваліфікації та досвіду при проведенні таких розрахунків.

У програмі Flow Simulation є можливість використання адаптації розрахункової сітки під час розрахунку. Зазвичай її застосовують після попередніх розрахунків з використанням базової сітки з можливим подрібненням поблизу моделі рівнем 1–2, а потім програма автоматично визначає великі градієнти за швидкістю або тиском і подрібнює автоматично сітку у відповідних зонах. Такий підхід забезпечує економію комп'ютерних ресурсів та підвищує точність розрахунку. Додатково можна задати обмеження щодо максимальної кількості елементів розрахункової сітки і тоді розрахункову адаптацію буде проведено з урахуванням цього обмеження.

Розрахункова адаптація дозволяє навіть на базовій сітці рівня 1–2 отримати прийнятні результати, при цьому кількість рівнів, що адаптуються, повинна бути не менше трьох – чотирьох (рисунк – 1).

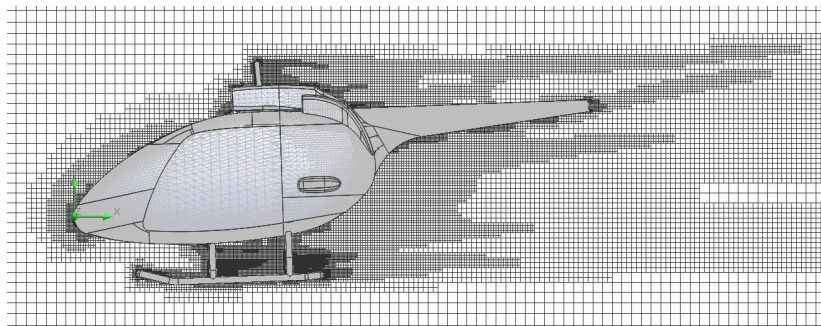
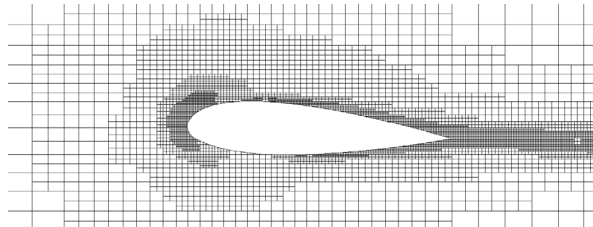


Рисунок 1 – Розрахункова сітка з адаптацією 4 рівня по розрахунку

Якщо розрахункова сітка поблизу моделі досить велика, то незважаючи на те, що розрахункова адаптація може виправити цю ситуацію, все ж таки рекомендується зробити залежно від моделі подрібнювання сітки поблизу моделі рівнем 1–3, і провести розрахунок з кількома рівнями розрахункової адаптації сітки. Отримані результати будуть з похибкою від 5 до 8% в порівнянні з експериментом. Також можна використовувати базову сітку вищого рівня (5–7) і потім вже до неї застосувати розрахункову адаптацію, якщо дозволяють ресурси комп'ютера, але при цьому значно збільшується час розрахунку. Для економії ресурсів та отримання прийнятних результатів бажано використовувати базову сітку не нижче рівня 3–4 за налаштуваннями Flow Simulation, застосувати до неї подрібнення на межі розділу твердого тіла з навколишнім середовищем 1–2 рівнем та провести розрахункову адаптацію у кількості двох рівнів. У цьому випадку показники можуть бути одержані з похибкою від 1 до 7%. При цьому необхідно контролювати умову, щоб за попереднім подрібненням та розрахунковою адаптацією поблизу об'єкта мінімальний розмір елементів сітки не перевищував 1% від довжини хорди (краще 0,1–1%) для профілю крила. Якщо об'єкт досить великий, як, наприклад, корпус вертольоту або іншого літального апарату, максимальний допустимий розмір поблизу об'єкта може бути від 10 до 30 мм.

Наведені рекомендації дозволяють провести чисельне моделювання обтікання моделі та отримати результати прийнятної точності у випадках, коли відсутні результати натурного експерименту.

Список використаних джерел

1. Matsson J. An Introduction to SOLIDWORKS Flow Simulation 2020 // 2020, 350p.
2. Verma G, Weber M. SolidWorks Flow Simulation 2022 p. Black Book // 2022, 550p.

ГЕОМЕТРИЧНА ІНТЕРПРЕТАЦІЯ МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ ПРОЦЕСУ КАВІТАЦІЙНОГО ЗНИЖЕННЯ В'ЯЗКОСТІ ГІДРАВЛІЧНИХ РІДИН

Аналіз результатів проведених однофакторних експериментів дав змогу виявити ті з чинників, вплив яких на в'язкість рідини АМГ-10, за умови їхньої зміни в діапазоні, який нас цікавить, найсуттєвіший. До таких факторів належать:

- тиск $P_{вх}$ на вході в місцевий опір;
- відносний протитиск $\bar{P} = \frac{P_{вх}}{P_{РХ}}$, де $P_{вх}$ – тиск на виході з місцевого опору;
- число проходів рідини через розглянутий місцевий опір n ;
- критичний відносний протитиск $\bar{P}_{кр}$ місцевого опору.

Геометричну інтерпретацію математичної моделі функції відгуку здійснювали побудовою її залежності від зміни кожного із введених у план експерименту факторів. З цією метою кожен змінну по черзі варіювали з кроком 0,1 у всьому діапазоні її значень, а решту фіксували на нульовому рівні.

Геометрична інтерпретація математичної моделі дала змогу охарактеризувати вплив на зниження в'язкості АМГ-10 кожного із введених у план експерименту факторів. Порівняння кривих, наведених на рисунку 1, з однофакторними залежностями показало, що комплексний вплив змінних величин на параметр в'язкості відрізняється від їхньої ізольованої дії незначно.

З аналізу кривих також випливає, що спрямованість впливу чинників X_1, X_2, X_3 збігається, причому найбільший ступінь впливу має чинник X_3 . Спрямованість і ступінь впливу чинника X_4 неоднозначна. Отримана математична модель параметра зниження в'язкості дає змогу використовувати її для прогнозування значення цього параметра в області, описаній поліномом.

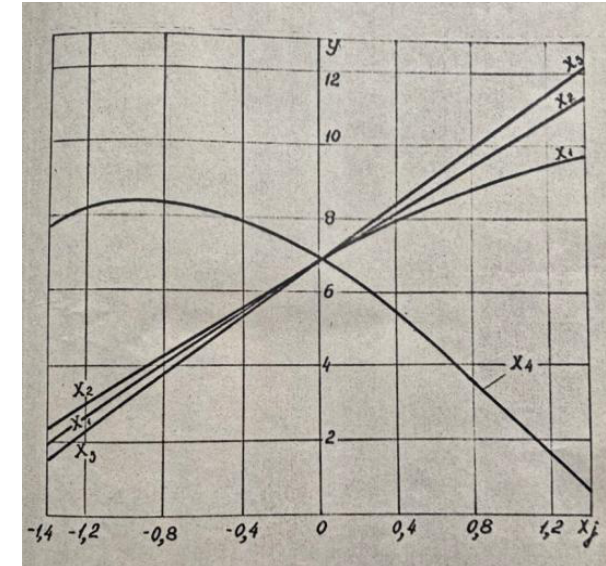


Рисунок 1 – Геометрична інтерпретація математичної моделі

$$X_1 = n; X_2 = P_{вх}; X_3 = \bar{P}_{кр}; X_4 = \frac{\bar{P}}{\bar{P}_{кр}}$$

Експериментальна перевірка екстраполяції рівняння математичної моделі за межі описуваної нею області за факторами X_2 і X_4 на + 30% і – 15% засвідчила задовільне узгодження (помилка в межах 5%) дослідних і розрахункових даних. Розширений діапазон факторів X_2 і X_4 описуваних рівнянь математичної моделі для фактора $X_2(P_{вх})$, відповідає: 1 ÷ 21 МПа та для фактора $X_4 = 0,034$ –1,35.

Проведений за допомогою рівняння математичної моделі аналіз впливу відносного протитиску на зниження в'язкості рідини АМГ-10, а також результати однофакторного експерименту засвідчили, що при досягненні відносного протитиску \bar{P} величини $\bar{P}_{кр}$ продовжує спостерігатися деструкція рідини, яка повністю припиняється лише за умови $\bar{P} = K \bar{P}_{кр}$. Ступінь підвищення \bar{P} понад $\bar{P}_{кр}$, необхідний для повного припинення зниження в'язкості рідини, залежить від значень чинників, які входять до рівняння, тому оцінити однозначно

цю величину не є можливим, і в кожному конкретному випадку її необхідно визначати за рівнянням математичної моделі.

Так, наприклад, за $n = 2500$, $P_{\text{вх}} = 10$ МПа, $\bar{P}_{\text{КР}} = 0,4$ зниження в'язкості повністю припиниться за $\frac{\bar{P}}{\bar{P}_{\text{КР}}} = 1,03$.

За умови $n = \frac{4000}{P_{\text{вх}}} = 15$ МПа, зниження в'язкості за $P = P_{\text{кр}}$ відповідає 7% і повністю припиняється за $\frac{\bar{P}}{\bar{P}_{\text{КР}}} = 1,18$.

Для випадку, коли усі фактори набувають максимальних для описуваної рівнянням області значень, тобто за $n = 4650$, $P_{\text{вх}} = 25$ МПа, $\bar{P}_{\text{КР}} = 0,74$ відповідає 11% і повністю припиниться за $P = \bar{P}_{\text{КР}}$ відповідає 11% і повністю припиниться за $\frac{\bar{P}}{\bar{P}_{\text{КР}}} = 1,3$.

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., Джурик, О.В., Романенко, В.Г. Випробування оливи за допомогою кавітації. Промислова гідравліка і пневматика. 2019. № 2 (64). С. 57–64.

Секція 2 «Гідромашини, гідродинамічне обладнання та гідропневмоагрегати»

УДК 621.6.02:621.692(076-5)

Андрішин, М.П., канд. техн. наук,
Капітанчук, К.І., канд. техн. наук,
Пащенко, С.В.

Державний університет
«Київський авіаційний інститут»

АНАЛІЗ МОЖЛИВОСТІ ПІДКЛЮЧЕННЯ ГАЗОТУРБІННОЇ ЕЛЕКТРОСТАНЦІЇ ДО ГАЗОПРОВОДА ТА ІНШИХ КОМУНІКАЦІЙ КОМПРЕСОРНИХ СТАНЦІЙ

В умовах триваючої військової агресії та численних атак на енергетичну інфраструктуру України необхідно постійно вживати невідкладні заходи для встановлення енергогенеруючого обладнання для стабілізації ситуації в енергосистемі (далі – ЕС).

Мета дослідження: оцінка перспективи приєднання генеруючих потужностей до об'єднаної ЕС України; визначення типів мобільних газотурбінних установок (далі – МГТУ). генерації електроенергії від світових виробників; дослідження можливості та доцільності їх встановлення і використання на промислових майданчиках компресорних станцій (далі КС) газотранспортної системи України.

Промислові майданчики КС є досить перспективним місцем розміщення електрогенеруючих об'єктів, в тому числі мобільних, тому що такий підхід може скоротити терміни установки та запуску цих об'єктів, а також значно спростити та здешевити даний процес.

Це дозволить значно мінімізувати витрати на забезпечення балансу в ЕС, створити оптимальні умови для роботи персоналу, сконцентрувати матеріальні засоби і капітал на розширення структури генеруючих потужностей і підвищити надійність об'єднаної ЕС України [1, 2].

При проектуванні встановлення газотурбінної електростанції (далі – ГТЕ) потрібно враховувати такі особливості [1, 3–4]:

– підключення до високовольтних розподільчих електромереж: при розташуванні на проммайданчику МГТУ насамперед потрібно враховувати віддаленість до точки під'єднання до електромереж для передачі генерованої електроенергії з причини високої вартості устаткування високовольтних ліній електропередачі.

- місце розташування: необхідно знайти відносно рівну ділянку на проммайданчику у відповідності до габаритів усіх модулів МГТУ, не зайняту іншим обладнанням і спорудами, на якій буде можливість встановлення без порушень охоронних зон іншого обладнання відповідно нормативної документації та з забезпеченням безперешкодного доступу для обслуговування газогенератора не заважаючи іншим виробничим процесам КС;

- підключення паливного газу: МГТУ необхідно встановлювати якомога ближче до точки підключення відбору паливного газу з урахуванням можливості прокладання газопроводу подачі до газогенератора.

Точка підключення має бути вибрана з урахуванням вимог до паливного газу та можливості роботи газогенератора при відключенні КС від магістрального газопроводу.

Відбір паливного газу можна здійснювати з блоку підготовки паливного газу (при наявності підводу відповідного діаметру з відповідним тиском), або інших комунікацій КС в залежності від особливостей конкретного проммайданчика.

На більшості КС є необхідність побудови окремих модулів підготовки газу для задоволення вимог газогенератора до паливного газу [1, 4–5].

Можливі варіанти підключення ГТЕ до комунікацій КС надано на рисунку 1.

Перший варіант підключення застосовується здебільшого на непрацюючих КС, на яких закриті вхідний і вихідний крани, або взагалі комунікації від'єднано від газопроводу. Другий варіант можливий для працюючих, або КС, комунікації яких постійно перебувають під тиском. Третій варіант підключення можна використовувати, якщо блок підготовки паливного газу залишається підключеним до газо-проводу і його комунікації достатньо для забезпечення необхідного тиску і витрати паливного газу для ГТЕ.

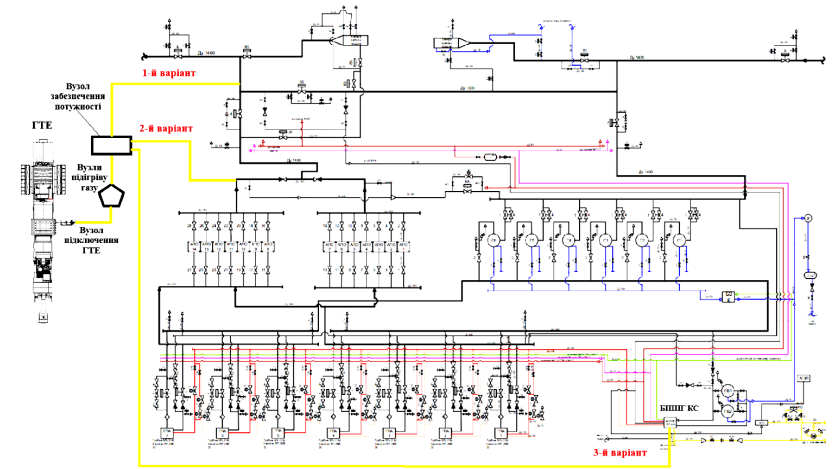


Рисунок 1 – Варіанти підключення ГТЕ до комунікацій КС

При наявності є можливим використовувати незадіяне обладнання (вузли осушення, редукування, обліку газу), якщо вони мають відповідні характеристики. Діаметр лінійної частини комунікацій визначається гідравлічним розрахунком з урахуванням максимально можливих об'ємів подачі газу.

Вузол очищення газу повинен забезпечувати очищення газу від механічних домішок до розміру не більше 10 мкм та мати щонайменше такі вузли: фільтр-сепаратор з фільтруючим елементом багаторазового використання, байпасну лінію вузла очищення газу, обов'язку контролю перепаду тиску у фільтрі-сепараторі та дренажний трубопровід конденсату вузла очищення газу з підключенням до підземної ємності збору конденсату. Вузли редукування газу передбачаються з обладнанням, що забезпечує зниження і автоматичне стабільне підтримання заданого тиску газу в межах витрат проектної продуктивності, та мати в складі дві лінії редукування, з вхідними кранами, регуляторами тиску газу, та вихідними кранами. Вузли підігріву газу (підігрівачі газу з проміжним теплоносієм) повинні забезпечувати заданий режим підігріву газу з автоматичним підтриманням температури газу в точках приєднання МГТУ. Вузли підключення МГТУ повинні включати необхідне обладнання та забезпечити приєднання МГТУ до мережі. Також необхідно наступне:

- визначити місця встановлення мереж і обладнання за результатами вишукувальних робіт з урахуванням наявності (проходження) на визначеній ділянці газових комунікацій, систем опалення та каналізації, кабельних ліній, систем пожежогасіння;

- визначити електричну потужність споживачів, точки підключення електроживлення;

- спроектувати систему обліку електричної енергії, обладнання;
- визначити тип та спосіб прокладання кабелів до споживачів, захисний заземлюючий пристрій з контуром заземлення;

- забезпечити захист обладнання від вторинних проявів блискавки;
- передбачити автоматичне закриття вхідного крану у випадку надходження аварійних сигналів від систем пожежовиявлення;

- розробити вимоги в частині оцінки впливів на навколишнє середовище, заходи щодо запобігання аваріям, а також ліквідації їх шкідливих екологічних наслідків та ін.

Список використаних джерел

1. Нагнітачі природного газу: підручник / М.С. Кулик, К.І. Капітанчук, М.П. Андрійшин. – К.: НАУ, 2022. – 228 с.

URL: <https://er.nau.edu.ua/handle/NAU/55906>

2. Сучасний стан переходу обліку природного газу в енергетичні одиниці / М.П. Андрійшин, К.І. Капітанчук // XXII Міжнар. наук.-тех. конф. АС ПГП “Промислова гідравліка і пневматика”, 17–18 листопада 2021 року, Київ.: матеріали конференції. – Вінниця: «ГЛОБУС–ПРЕС». – 2021. – С.170–173. URL: <https://er.nau.edu.ua/handle/NAU/54343>.

3. Капітанчук, К.І. Основні чинники, що впливають на енергетичну ефективність використання природного газу / М.П. Андрійшин, К.І. Капітанчук, О.М. Чернишенко // Наукоємні технології, №1 (41), 2019. – С. 51–58. DOI: 10.18372/2310-5461.41.13529.

4. Експлуатація компресорних станцій: методичні рекомендації до виконання розрахунково-графічної та контрольної (домашньої) робіт / уклад.: К.І. Капітанчук, М.П. Андрійшин, Е.П. Ясиніцький. – К.: НАУ, 2023. – 36 с. URL: <https://er.nau.edu.ua/handle/NAU/60477>

5. Визначення ефективності роботи газоперекачувального агрегата компресорної станції за даними її експлуатації / М.П. Андрійшин, К.І. Капітанчук, Н.М. Андрійшин // Наукоємні технології, №1 (49). – 2021. – С. 49–56. URL: <https://er.nau.edu.ua/handle/NAU/50467>.

Андрійшин, М.П., канд. техн. наук,
Капітанчук, К.І., канд. техн. наук,
Шклярчук, Д.О.

Державний університет
«Київський авіаційний інститут»

АНАЛІЗ МОЖЛИВОСТІ ТРАНСПОРТУВАННЯ ГАЗОВОДНЕВОЇ СУМІШІ ЧЕРЕЗ ГАЗОТРАНСПОРТНУ СИСТЕМУ

В умовах глобальної декарбонізації енергетичного сектору та переходу до використання відновлюваних джерел енергії водень розглядається як перспективний енергоносіє [1–3].

Транспортування газоводневої суміші через газотранспортні системи (далі – ГТС) дозволяє оптимізувати витрати на інфраструктуру. Існуючі ГТС, призначені для транспортування природного газу, мають чітко визначені параметри роботи, зокрема тиск, температуру, витрату та склад газу [1, 4].

Впровадження газоводневої суміші (далі – ГВС) в існуючі ГТС є технічним викликом через суттєві відмінності у фізико-хімічних властивостях водню порівняно з природним газом

Водень має меншу густину, яка у 8 разів менша за густину метану, що призводить до зменшення енергетичної ефективності транспортування при тих самих робочих параметрах. Висока швидкість звуку у водні також змінює гідравлічні характеристики потоку, впливаючи на стійкість та пропускну здатність трубопроводів [1,2,5].

Наприклад, при концентрації водню 20% у суміші з природним газом густина знижується на 35%, що суттєво впливає на параметри компресорів [1,2,5].

Метою дослідження є:

- аналіз впливу ГВС на роботу відцентрових компресорів ГТС;
- розробка методики моделювання їх роботи;
- визначення оптимальних конструктивних параметрів для забезпечення ефективності і стабільності компресії ГВС.

Моделювання турбулентності в відцентрових компресорах здійснюється з використанням моделі $k-\omega$ SST, яка дозволяє врахувати взаємодію потоку та поверхонь лопаток [6–8].

Моделювання проводилося за допомогою ANSYS Fluent, що забезпечує точні розрахунки для складних газових сумішей [9–10].

Основні властивості компонентів наведені в таблиці 1.

Параметр	Метан (CH ₄)	Водень (H ₂)
Молярна маса, г/моль	16,04	2,02
Густина при 0°C, кг/м ³	0,717	0,0899
Теплоємність при постійному тиску, кДж/(кг·К)	22	14,3

Густина газовой суміші розрахована за формулою:

$$\rho_{\text{суміші}} = \frac{\sum_i y_i M_i}{\sum_i y_i \frac{M_i}{\rho_i}},$$

де y_i – об’ємна частка, M_i – молярна маса, ρ_i – густина.

Наприклад, для суміші CH₄ (80%) + H₂ (20%):

$$\rho_{\text{суміші}} = \frac{0.8 \times 16.04 + 0.2 \times 2.02}{0.8 \times \frac{16.04}{0.717} + 0.2 \times \frac{2.02}{0.0899}} \approx 0.554 \text{ кг/м}^3.$$

Розрахунки проводилися з використанням рівнянь Нав’є–Стокса:

$$\rho \frac{\partial u}{\partial t} + \rho(u \cdot \nabla)u = -\nabla P + \mu \nabla^2 u,$$

де u – вектор швидкості потоку, P – тиск, μ – динамічна в’язкість.

Для моделювання потоку ГВС в компресорах використано рівняння Ейлера:

$$\Delta h = u_2 c_{u2} - u_1 c_{u1},$$

де u_1 та u_2 – колові швидкості на вході та виході; c_{u1} , c_{u2} – тангенціальні складові швидкості.

Основні результати розрахунку наведені в таблиці 2.

Таблиця 2

Частка	Вихідний	Температура	Витрата	ККД,
H ₂ , %	тиск, МПа	на виході, К	м ³ /год	%
0	0.4	320	2000	85
20	0.38	315	2100	82
30	0.35	310	2200	78

На основі результатів моделювання та експериментів можна запропонувати низку конструктивних змін для оптимізації роботи компресора:

- зміна кута нахилу лопаток збільшенням кута на 5° покращує компресію сумішей з низькою густиною.
- збільшення ширини лопаток на 10% дозволяє компенсувати зниження густини суміші.
- оптимізація частоти обертання через підвищення частоти до 3200 об/хв для забезпечення стабільності потоку.

Висновки

1. Використання газовой суміші у відцентрових компресорах потребує адаптації їх конструкції через значну різницю у фізико-хімічних властивостях водню та метану.
2. Збільшення частки водню знижує енергетичну ефективність компресора через зменшення густини суміші, що впливає на параметри компресії.
3. Оптимізація параметрів лопаток та частоти обертання дозволяє компенсувати частину витрат і забезпечити стабільну роботу компресора.

Список використаних джерел

1. Нагнітачі природного газу: підруч. / М.С. Кулик, К.І. Капітанчук, М.П. Андрійшин. – К.: НАУ, 2022. – 228 с.
URL: <https://er.nau.edu.ua/handle/NAU/55906>
2. Основні чинники, що впливають на енергетичну ефективність використання природного газу / М.П. Андрійшин, К.І. Капітанчук, О.М. Чернишенко // Наукові технології, №1 (41), 2019. – С. 51–58.
DOI: 10.18372/2310-5461.41.13529

3. Сучасний стан переходу обліку природного газу в енергетичні одиниці / М.П. Андрієшин, К.І. Капітанчук // XXII Міжнар. наук.-тех. конф. АС ППГП “Промислова гідравліка і пневматика”, 17–18 листопада 2021 року, Київ: матеріали конференції. – Вінниця: «ГЛОБУС–ПРЕС». – 2021. – С. 170–173. URL: <https://er.nau.edu.ua/handle/NAU/54343>

4. Трубопровідний транспорт газу: підручник / О.М. Сусак, В.К. Касперович, М.П. Андрієшин. – Івано-Франківськ: ІФНТУНГ. – 2013. – 345 с.

URL: <https://er.nau.edu.ua/handle/NAU/41213>

5. Дослідження впливу газо-водневої суміші на газотермо-динамічні параметри роботи газоперекачувального агрегата компресорної станції / М.П. Андрієшин, К.І. Капітанчук, Н.М. Андрієшин // 29 Arg 2023 – Sciences & Technologie, 57 (1). Related articles.

DOI: 10.18372/2310-5461.57.17447

6. ENTSOG & GIE. Hydrogen Transport and Storage Q&A: Questions and Answers on Hydrogen Transport and Storage. GIE/ENTSOG, 2021. URL: <https://www.gie.eu>.

7. Martinez, A., Lopez, S. Hydrogen blending in gas pipelines: The role of compressors. Chemical Engineering Science, 2020, Vol. 229, 115864. DOI: 10.1016/j.ces.2020.115864.

8. Zhang, X., Wang, Y., Liu, Z. Optimization of hydrogen blending in natural gas pipelines. Springer Energy Systems, 2024.

URL: <https://link.springer.com/article/10.1007/s41403-024-00482-7>.

9. Компресорні станції магістральних газопроводів: методичні рекомендації до виконання курсового проекту / уклад.: М.П. Андрієшин, К.І. Капітанчук, В.В. Козлов. – К.: НАУ. – 2018. – 60 с.

URL: <https://er.nau.edu.ua/handle/NAU/39833>

10. Визначення ефективності роботи газоперекачувального агрегата компресорної станції за даними її експлуатації / М.П. Андрієшин, К.І. Капітанчук, Н.М. Андрієшин // Наукоємні технології, №1 (49). – 2021. – С. 49–56.

URL: <https://er.nau.edu.ua/handle/NAU/50467>

Андрієшин, М.П., канд. техн. наук,
Капітанчук, К.І., канд. техн. наук,
С.А. Якимчук
Державний університет
«Київський авіаційний інститут»

ВИМІРЮВАЛЬНИЙ СТЕНД ДЛЯ ВИЗНАЧЕННЯ АЕРОДИНАМІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ВЕНТИЛЯТОРІВ ВІДПОВІДНО ДО СТАНДАРТУ ANSI/AMCA 210-07

Стенди для вимірювання аеродинамічних характеристик вентиляторів є невід’ємною частиною досліджень та випробувань у галузі вентиляційної техніки. Проектування та експлуатація вентиляторів базуються на вимогах стандарту ANSI/AMCA 210-07 / ANSI/ASHRAE 51-07 «Laboratory Methods of Testing Fans for Certified Aerodynamic Performance Rating» [1, 2].

Для отримання сертифікованих показників та аеродинамічної продуктивності вентиляторів стандарт визначає методи випробувань на стендах, принципова схема яких надана на рисунку 1.

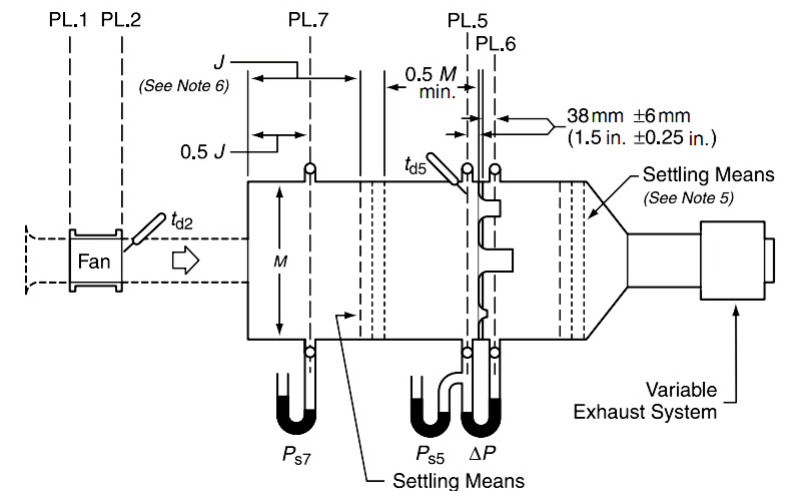


Рисунок 1 – Принципова схема випробувального стенда за ANSI/AMCA 210-07

Зокрема, для визначення витрати повітря передбачено використання вимірювальних сопел, які мають різні діапазони вимірювань.

Як приклад, вимірювальний стенд «Стенд для лабораторних випробувань» забезпечує діапазон вимірювань від 0 до 1800 м³/год.

Згідно з вимогами стандарту розроблена принципова схема стенду, що надана на рисунок – 2, яка має відмінності у частині вимірювального обладнання [3].

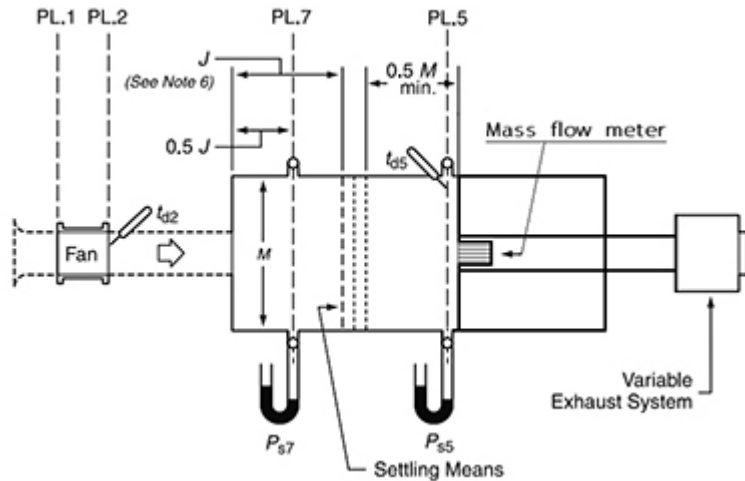


Рисунок 2 – Принципова схема створеного випробувального стенда

При проектуванні та складання вимірювального стенду враховані і витримані всі необхідні вимоги стандарту в частині габаритів і розмірів .

1. Пунктирні лінії на вході вентилятора вказують вхідну воронку та один еквівалентний діаметр повітропроводу, який імітує вхідний канал повітропроводу. Тертя повітропроводів не враховується.

2. Пунктирні лінії на виході з вентилятора вказують на єдиний канал від 2 до 3 еквівалентних діаметрів у довжину та області у межах $\pm 1\%$ від площі виходу вентилятора та форми, щоб відповідати виходу вентилятора, що імітує вихідний канал. Тертя вихідного каналу не враховується.

3. Вентилятор може бути випробуваний без вихідного каналу, в цьому випадку він повинен бути встановлений в кінці камери.

4. Змінна випускна система (Variable exhaust system) може бути як допоміжним вентилятором, так і дросельним пристроєм.

5. Розмір J повинен дорівнювати одному діаметру виходу еквівалентного вентилятора для вентиляторів з віссю обертання перпендикулярного потоку повітря, що більше ніж у 2,0 рази більше діаметра виходу еквівалентного вентилятора з віссю обертання паралельного потоку повітря. Оптимальним вважається співвідношення габаритних розмірів, яке дорівнює $J = 0,35$ м.



Рисунок 3 – Фото випробувального стенда LW-9185

Стенд обладнаний додатковими вимірювальними приладами та механізмами, які дозволяють в ручному, автоматичному чи напівавтоматичному режимі, проводити вимірювання всіх необхідних параметрів. А саме:

- цифровий диференціальний манометр (HM28.D3B1.00) – для вимірювання параметрів статичного (або перепаду) тиску та передачі значень на комп'ютер (далі – ПК);

- цифровий лазерний оптичний датчик QS30LD вимірювання швидкості обертання крильчатки/двигуна з можливістю передачі значень на ПК;

- силовий блок живлення з можливістю регулювання та заданням параметрів вихідної напруги та частоти мережі живлення;

- цифровий мультиметр PF140A – для вимірювання електричних параметрів виробів при випробуваннях та передачі значень на ПК;

- допоміжний вентилятор «Variable exhaust system з частотним перетворювачем, за допомогою якого відбувається керування. Управління частотним перетворювачем відбувається автоматично (або в ручному режимі) оператором ПК;

- механічна заслінка з електронним електроприводом для керування у ручному (або автоматичному) режимі через ПК.

Проведення випробувань здійснюється відповідно до регламентів під кожний з типів виробів. При проведенні аеродинамічних випробувань вентилятор або інший виріб позначений як «Fan» на рисунках 1 та 2) встановлюється на вході вимірювального стенду. Під кожний типорозмір вихідного каналу вентилятора передбачено відповідну зйомну панель на стенді.

На блоці живлення встановлюється вихідна напруга та частота мережі, що відповідає виробу (або двигуну). Перед початком проведення вимірювань показання витратомірів та диференціальних манометрів обнуляються.

Після вище описаних дій на виріб подається живлення та за допомогою вбудованих програмних алгоритмів (або в ручному режимі) за допомогою допоміжного вентилятора (Variable exhaust system) визначається значення максимальної витрати повітря. Q_{\max} – це точка, коли статичний тиск дорівнює нулю, щодо атмосферного.

Після визначення цього значення графік умовно розбивається кількістю точок (мінімум дев'ять) від 0 до Q_{\max} для рівномірного розподілу їх у графіці. Кожна наступна точка встановлюється шляхом зміни навантаження (статичного тиску) механічною заслінкою та одночасно регулюванням продуктивності допоміжного вентилятора. Останньою точкою вимірювань вважається максимальний тиск створеного виробом, при нульовій витраті (заслінка повністю закрита, допоміжний вентилятор вимкнений).

У кожній вимірюваній точці слід записувати параметри: споживання електроенергії, косинус кута між активною та реактивною потужністю, швидкістю обертання двигуна (якщо це можливо), статичний тиск та витрату повітря.

Список використаних джерел

1. ANSI/AMCA 210-07 / ANSI/ASHRAE 51-07. Laboratory Methods of Testing Fans for Certified Aerodynamic Performance Rating. Air Movement and Control Association (AMCA) International Inc. Доступно у магазині AMCA або через ANSI Webstore.

2. ASHRAE. “Laboratory Methods of Testing Fans.” Стандарти та керівництва. Офіційний сайт ASHRAE.

3. Нагнітачі природного газу: підручник / М.С. Кулик, К.І. Капітанчук, М.П. Андрішин. – К.: НАУ, 2022. – 228 с.

URL: <https://er.nau.edu.ua/handle/NAU/55906>

УДК 66.084:66.021.1(043.5)

Бага, В.М., канд. техн наук
Сумський державний університет

ГІДРОМЕХАНІЧНІ ПРОЦЕСИ АБРАЗИВОСТРУМЕНЕВОГО ОБРОБЛЕННЯ ПОВЕРХОНЬ МАТЕРІАЛІВ

Для виконання абразивоструменевого оброблення різного роду забруднених поверхонь матеріалів вживається енергоємне обладнання та досить дорогий абразивний матеріал, через що підвищення вимог до енергозбереження абразивоструменевої установки є актуальним. Абразивоструменева обробка дає можливість якісно обробляти конструкції будь-яких форм та матеріалів в різних галузях. Абразивоструменева установка складається з джерела стисненого повітря, абразивоструменевого апарату, ресивера, пневмомережі, обв'язувальної арматури та робочого сопла. Саме від ефективності робочого сопла більшою мірою залежить ефективність роботи абразивоструменевої установки в цілому.

Основними показниками ефективності робочого сопла, за результатами виконаної серії числових та фізичних експериментів,

було обрано: коефіцієнт витрати сопла μ , значення швидкості абразивовітряної суміші на виході з сопла C , м/с, сила удару струї об оброблювану поверхню F , H .

Під ефективністю абразивоструменевого оброблення поверхні матеріалу розуміють виконання повного очищення одиниці площі забрудненого матеріалу за максимально короткий проміжок часу за умови мінімально можливого споживання стисненого повітря та абразивного матеріалу. При роботі установки, робоче сопло зазнає підвищення значення внутрішнього діаметру сопла внаслідок його зносу, що призводить до суттєвого збільшення величини витрати повітряно-абразивної суміші. Розроблено нові, більш стійкі до зносу конструкції робочих сопел пневмо-абразивної установки.

Вперше теоретично обґрунтовано підвищення ефективності робочого сопла пневмоабразивної установки за рахунок принципів розподілу газодинамічних параметрів вздовж сопла. Створено науково-теоретичні основи дослідження взаємодії абразивних елементів із газорідним потоком та науково-теоретичні основи дослідження процесу витікання повітряно-абразивної суміші з робочого сопла пневмоабразивних установок. Створено наукові основи теорії витікання двуфазного потоку з твердими включеннями для дослідження процесів обробки матеріалу пневмоабразивною установкою.

На основі одержаних закономірностей розширено методи досліджень процесів витікання через сопла, ерозію оброблюваного матеріалу, механізм взаємодії абразивних частинок з робочим соплом та оброблюваною поверхнею. Розроблено пристрій для абразивоструменевої обробки внутрішніх поверхонь довгих труб, який немає прийнятних альтернатив.

Робота спрямована на підвищення ефективності та скорочення часу обробки різного роду забруднених поверхонь, що суттєво здешевлює обробку матеріалу.

УДК 621.67.01

Луговий, О.Л.,
Гусак, О.Г., канд.техн. наук,
Лугова, С.О., канд. техн. наук
Сумський державний університет

ГІДРОДИНАМІЧНІ ОСОБЛИВОСТІ КОМБІНОВАНИХ ВІДВОДІВ

Відвід ступеня відцентрового насоса виконує декілька важливих функцій, які впливають на гідродинамічні характеристики. Основною функцією відводу є перетворення кінетичної енергії, що отримала прирощення в результаті взаємодії потоку з лопатями робочого колеса, в потенційну енергію тиску рідини [1]. Ця основна функція визначає вплив відводу на ККД ступеня і на місце розташування оптимального режиму на витрато-напірній характеристиці ступеня і насосу в цілому. Конструктивне виконання відводу може також призводити до виникання радіальної сили, що впливає на ротор насоса.

Крім основних типів відводів відцентрових ступенів, таких як напрямний апарат та спіральний відвід, окремо необхідно позначити як окремий тип відводу – комбінований відвід. В основному комбіновані відводи використовуються в багатоступеневих насосах типу ВВ4 та ВВ5, згідно класифікації за стандартом АРІ 610 [2]. Проте комбінований відвід, що складається з прямого апарату та кільцевої камери, застосовується також і в одноступеневих насосах.

Пропускна здатність комбінованого відводу визначається пропускною здатністю прямого апарату та пропускною здатністю кільцевої камери. В основному, пропускна здатність прямого апарату комбінованого відводу розраховується так само, як і для звичайного прямого апарату проміжного ступеня. Пропускна здатність кільцевої камери розраховується за величиною моменту швидкості на виході з прямого апарату [3]. Проте наявні на даний момент методики розрахунку жодним чином не враховують ні конфігурацію кільцевої камери (радіальна камера, бокова камера), ні положення прямого апарату в камері відносно вихідного патрубка. Досвід створення відцентрових насосів типу ВВ4 та ВВ5, аналіз

результатів випробувань насосів ВВ4 та ВВ5 показує, що геометрія кільцевої камери, шорсткість стінок камери, положення напрямного апарату можуть істотно впливати як на гідравлічні характеристики відцентрового насосу, так і на величину радіальної сили, що діє на ротор насосу. Уточнення методики розрахунку комбінованого відводу дасть змогу підвищити ККД насосу в цілому, оптимізувати масогабаритні характеристики і більш точно спрогнозувати радіальне навантаження, що діє на ротор, для вибору необхідного типорозміру підшипника.

Список використаних джерел

1. J. F. Gulich. Centrifugal Pumps / J. F. Gulich. – Springer Heidelberg Dordrecht London New York, 2010. – 957 s.
2. API 610 Centrifugal Pumps For Petroleum, Heavy Duty Chemical, And Gas Industry Services, 8th Edition, 1995
3. Полоцкий Н. Д. Расчет отводящих устройств центробежных насосов / Н. Д. Полоцкий, Ф. А. Богницкая, Р. М. Агульник; под ред. проф. С. С. Руднева. – М. : ЦИНТИ-Химнефтемаша, 1967. – 48 с.

УДК 681.12

Сапожников, Я.І.
Сумський державний університет

ДОСЛІДЖЕННЯ МЕХАНІЗМУ ЗНОШУВАННЯ САЛЬНИКОВОГО УЩІЛЬНЕННЯ ЗА МОДЕЛЮ АРЧАРДА

Зношення компонентів сальникових ущільнень є ключовим аспектом забезпечення довговічності та надійності машинобудівних конструкцій, що працюють у складних умовах експлуатації. У даній статті представлено детальне числове дослідження механізмів зношення поверхонь втулок валів сальникових ущільнень. Основна мета роботи полягає у визначенні впливу робочих параметрів на інтенсивність зношення та розробці рекомендацій для покращення конструкції ущільнень.

Основним інструментом дослідження стала модель Арчарда, яка дозволяє кількісно оцінити втрату об'єму матеріалу на основі таких ключових факторів, як контактний тиск та швидкість ковзання. Дана модель використовується у поєднанні з числовим моделюванням методом скінченних, виконаним у програмному комплексі ANSYS. Для моделювання було створено тривимірну модель сальникового ущільнення, яка враховує геометричні параметри, властивості матеріалів, зокрема нержавіючу сталь (для втулки) і азбестофторопласт (для сальникової набивки), а також граничні умови роботи. Робочі параметри включали тиск у межах від 0.2 до 1.0 МПа та лінійну швидкість обертання до 5 м/с.

Результати моделювання показали, що інтенсивність зношення значною мірою залежить від розподілу контактного тиску (рисунки 1), який є нерівномірним у різних ділянках ущільнення.

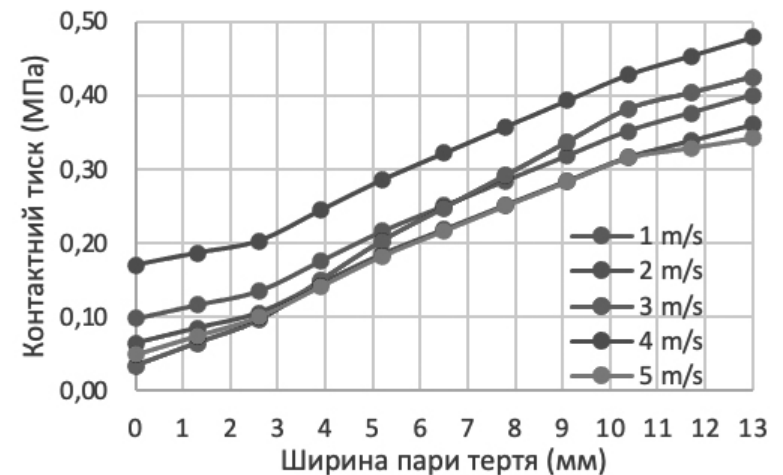


Рисунок 1– Розподіл контактної тиску по ширині пари тертя

Максимальні втрати матеріалу спостерігалися в зонах з підвищеним контактним тиском, особливо поблизу вихідних країв ущільнення. Лінійна швидкість обертання також впливає на зношення: зі збільшенням швидкості інтенсивність втрати матеріалу зростає,

що підтверджує необхідність оптимізації швидкісних режимів роботи ущільнень. Модель Арчарда виявилася ефективною для опису цих процесів, оскільки відхилення числових результатів від експериментальних даних не перевищує 10% (рисунок 2).

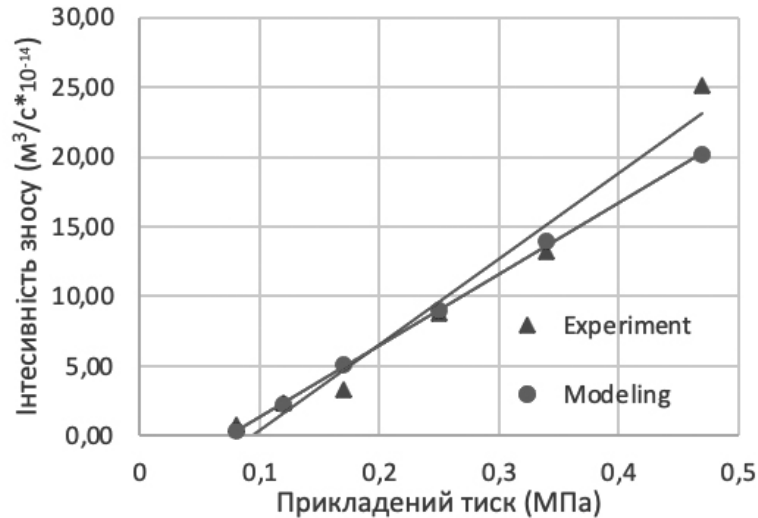


Рисунок 2 – Залежність величини об'ємного зношення від прикладеного навантаження

Дослідження також виявило особливості форми зношення (рисунок 2), які залежать від нерівномірності розподілу навантажень у зоні контакту. Було встановлено, що існують додаткові фактори, які необхідно враховувати для підвищення точності моделювання, такі як вплив температури, абразивних часток і хімічних середовищ.

Практичне значення отриманих результатів полягає у можливості використання розробленої методики для проектування ущільнювальних компонентів із підвищеною стійкістю до зношення. Запропоновані рекомендації дозволяють прогнозувати інтенсивність зношення, оптимізувати конструкцію сальникових ущільнень і підбирати матеріали для забезпечення максимальної надійності та тривалості експлуатації.

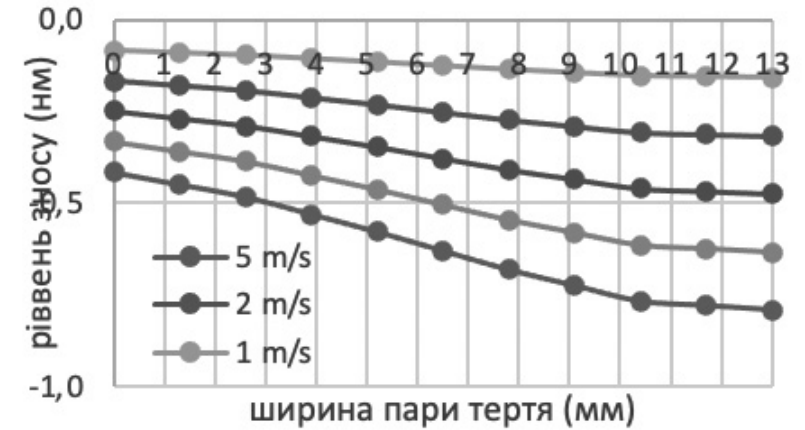


Рисунок 3 – Змінення форми контактної поверхні

Подальші дослідження повинні бути спрямовані на врахування комплексних умов роботи ущільнень, включаючи вплив температурних коливань, абразивного зносу та інших експлуатаційних факторів, для створення універсальної моделі поведінки ущільнень у реальних умовах.

Список використаних джерел

1. Gaft Y.Z., Zagorulko A.V. Experimental investigations of shaft/gland packing friction pair wearing characteristics, *Problemy Eksploatacji*, (1998) 113-119.
2. Y. Sapozhnykov, A. Zahorulko, and G. Peczkis, "Numerical Simulation of 2-Way FSI Problem of Face Packing Seal: Impact of Parameters Change," *Journal of Engineering Sciences*, vol. 9, no. 2, pp. E12–E27, 2022, doi: 10.21272/jes.2022.9(2).e3.
3. W. He, S. Wang, C. Zhang, X. Wang, and D. Liu, "A wear simulation method for mechanical face seals under friction instability conditions," *Applied Sciences (Switzerland)*, vol. 10, no. 8, Apr. 2020, doi: 10.3390/APP10082875.

Кондусь, В.Ю., канд. техн. наук,
Гусак, О.Г., канд. техн. наук,
Муштай, М.В.
Сумський державний університет

ВПРОВАДЖЕННЯ МЕХАНІЗМУ САМООЧИЩЕННЯ У ПРОМИСЛОВИХ ПРОЦЕСАХ З ВИКОРИСТАННЯМ ВІЛЬНОВИХРОВИХ НАСОСІВ ПРИ ПЕРЕКАЧУВАННІ РІДИН З ВКЛЮЧЕННЯМИ

Проектування надійних та довговічних насосних агрегатів узгоджується із досягненням ряду ЦСР, зокрема “clean water and proper sanitation” (SDG6), “affordable and clean energy” (SDG7), “industry, innovation and infrastructure” (SDG9), та ін. Слід зазначити, що використання вільновихрових насосів пов’язане із необхідністю транспортування рідин з різними типами включень таких як тверді, волокнисті, абразивні тощо. Такий робочий процес може спричинити засмічення проточної частини насоса (в першу чергу робочого колеса) продуктами перекачування, зокрема вологими серветками, твердими і волокнистими включеннями.

У результаті виконання дослідження створено ефективний механізм самоочищення вільновихрового насоса (рисунок 1), що було його метою. Авторами доведено, що потік реальної рідини у міжлопатевих каналах робочого колеса характеризується нерівномірним розподілом абсолютного тиску і відносної швидкості, що є передумовою для формування нерівномірного пульсаційного характеру руху (ключова гіпотеза дослідження).

Для реалізації поставленої гіпотези було розроблено робоче колесо з рівномірним і нерівномірним розподілом лопатей і розглянуто рух потоку реальної рідини у їх міжлопатевих каналах.

У результаті роботи встановлено, що у розширених міжлопатевих каналах спостерігається пульсація значення абсолютного тиску, яка більше ніж у 2 рази перевищує показник робочого колеса з рівномірним розподілом лопатей. Це створює передумови до самоочищення розробленого робочого колеса вільновихрового насоса.

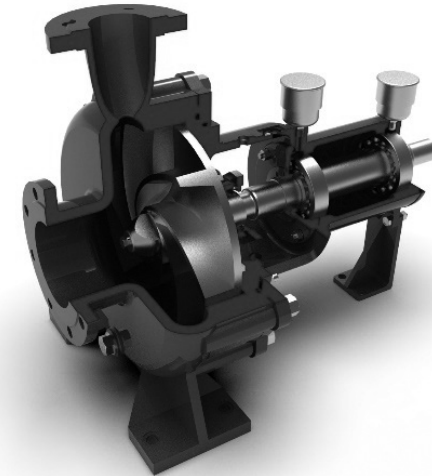


Рисунок 1 – Конструкція вільновихрового насоса

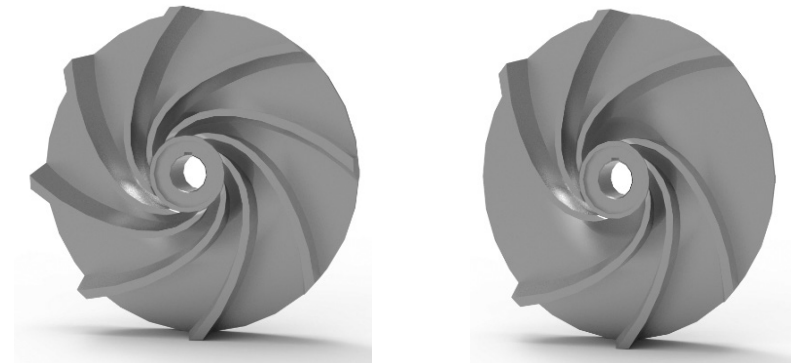


Рисунок 2 – Конструкція робочого колеса вільновихрового насоса \ з рівномірним і нерівномірним розподілом лопатей

Список використаних джерел

1. Kondus V., Cizsak 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](https://doi.org/10.21272/jes.2024.11(2).f3)

Мелейчук, О.С.,
Вансєв, С.М., канд. техн. наук
Сумський державний університет,
Корольов, С.К.

ДОСЛІДНО-ПРОМИСЛОВИЙ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИЙ СТЕНД ДЛЯ ВИПРОБОВАВУВАННЯ ПАРОВОГО ТУРБОГЕНЕРАТОРНОГО АГРЕГАТА НА БАЗІ СТРУМИННО-РЕАКТИВНОЇ ТУРБИНИ

Використання енергоефективних рішень та створення енергетичних комплексів для децентралізації енергопостачання є ключовим завданням для підвищення національної безпеки на даний час в Україні. Завдяки інноваціям у галузі машинобудування з'являються та удосконалюються нові перспективні рішення в області турбінного обладнання нетрадиційного виконання, а саме обладнання, виконане на основі вихрових та струминно-реактивних турбін (СРТ). Цей тип турбін знайшов застосування в енергетиці, зокрема, для створення турбогенераторів малої потужності до 500 кВт, які використовують енергію стиснутих газів. Приклади таких турбогенераторів наведено в роботах [1, 2], які демонструють простоту їх конструкції та здатні забезпечити електроенергією промислових або комунальних споживачів.

Експериментальні та натурні дослідження, незважаючи на свою вартість та складність, є більш об'єктивним методом дослідження турбомашин порівняно з комп'ютерним моделюванням. Це пов'язано з тим, що результати досліджень не залежать від теоретичних моделей із потенційними похибками та не обмежені функціоналом програмного забезпечення. Тому проведення натурних випробувань перед масовим впровадженням у виробництво є важливим етапом розробки нових турбомашин.

Завданням роботи було створення дослідного зразка парового турбогенераторного агрегата на базі СРТ, проведення натурних випробувань з метою перевірки відповідності агрегата технічному завданню та робочій технічній документації, а результатів випробувань

– результатами розрахунку за запропонованою методикою та результатами чисельних досліджень.

На базі ПАТ “СУМИХІМПРОМ” був створений дослідно-промисловий експериментальний стенд, призначений для комплексного дослідження парового турбогенераторного агрегата на базі СРТ.

Принципова схема стенду представлена на рисунку 1.

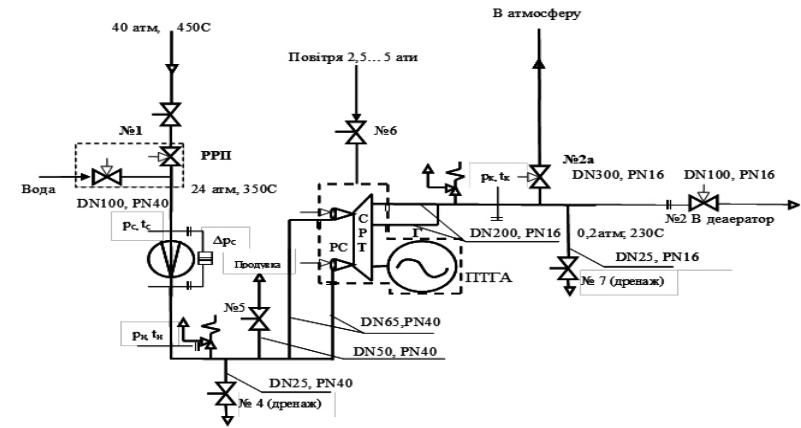


Рисунок 1 – Принципова схема експериментального стенду

РРП – ручний регулюючий пристрій; Г – генератор;

СРТ – струминно-реактивна турбіна;

ПТГА – паровий турбогенераторний агрегат;

РС – регулююче сопло

Основними складовими стенду є:

- трубопроводи підводу пари та повітря;
- трубопровідна обв'язка стенду і запірні та регулювальні арматура;
- витратомір;
- паровий турбогенераторний агрегат на базі СРТ;
- генератор;
- інформаційно-вимірвальна система для вимірювання витрати робочого тіла, крутного моменту на валу, частоти обертання ротора, тисків і температур на вході і виході агрегата.

Експериментальні дослідження проводились при наступних початкових параметрах:

- надлишковий тиск пари на вході в СРТ: 1,8224 МПа;
- температура на вході в СРТ: 275,517 °С;
- надлишковий тиск пари на виході з СРТ: 0 Па;
- температура на виході: 146,41 °С.

В результаті проведення експериментальних досліджень були отримані наступні дані:

- масова витрата пари: 7,577 т/год;
- потужність електрична: 404 кВт.

У результаті даної роботи було створено дослідно-промисловий експериментальний стенд для проведення досліджень парового турбогенераторного агрегата на базі СРТ. Параметри агрегата відповідають заданим проектно-розрахунковим показникам та методикам розрахунку. Також дані результати допоможуть в подальшому створенні турбогенераторів потужністю до 500 кВт з можливою областю застосування в промисловості та комунальній теплоенергетиці для виробництва електроенергії і створення міні-ТЕЦ з метою децентралізації та підвищення енергонезалежності України.

Список використаних джерел

1. Kulikov A., Miroshnichenko D.V., Bilyk Ya.I., Smolenko D.V., Lazarenko A.D. Investigation of a Turbogenerator Based on the Vortex Expansion Machine with a Peripheral Side Channel dynamometer // JOURNAL OF ENGINEERING SCIENCES. – 2021. – Volume 8, Issue 12 (2021) – pp.F 11–F 18.
2. Vanyeyev, S. Jet-Reactive Turbine: Experimental Researches and Calculations by Means of Softwares / S. Vanyeyev, V. Getalo // Applied Mechanics and Materials. – 2014. – Volume 630. – P. 66–671.

ВІДЦЕНТРОВИЙ КОНТРРОТОРНИЙ НАСОС ТА МОЖЛИВОСТІ РЕАЛІЗАЦІЇ В УМОВАХ СУЧАСНОСТІ

Відцентрові насоси є одними з найпоширеніших у сучасній промисловості завдяки їхній простоті, надійності та здатності перекачувати значні об'єми рідин. Їх ефективність, надійність та гнучкість у використанні визначають їх ключову роль у різних підприємствах та повсякденному житті. Проте з розвитком технологій виникла потреба у вдосконаленні їх конструкції для підвищення енергоефективності, зменшення втрат і адаптації для різних умов експлуатації. Одним із таких рішень став відцентровий контрроторний насос.

На відміну від традиційних відцентрових насосів, контрроторний насос має унікальну конструкцію, що включає два ротори, які обертаються у протилежних напрямках. Такий підхід забезпечує низку ключових переваг основні з яких це можливість створювати значно більший напір порівняно з традиційними моделями. Це дозволяє замінити деякі моделі насосів ЦНС або кілька насосів, які зазвичай працюють послідовно, одним контрроторним насосом. Такий підхід не лише знижує витрати на обладнання, але й спрощує систему, робить її компактнішою та легшою в обслуговуванні.

Контрроторні насоси представляють собою революційний крок у розвитку насосного обладнання. Вони не лише забезпечують високий рівень продуктивності, але й відповідають вимогам щодо енергоефективності, екологічності та довговічності, що є основними критеріями, які висуваються до насосного обладнання в сучасному світі. Їх впровадження здатне значно підвищити ефективність промислових процесів та зменшити їх вплив на навколишнє середовище. У майбутньому контрроторні насоси можуть стати стандартом у багатьох галузях, замінюючи традиційні рішення своїми унікальними перевагами.

Куліков, О.А.

Сумський національний аграрний університет,

Кондусь, В.Ю., канд. техн. наук

Сумський державний університет

КАВІТАЦІЯ У КОНТРРОТОРНОМУ СТУПЕНІ

Упродовж роботи насосного обладнання негативним наслідком є явище кавітації. Кавітація, зазвичай, супроводжується погіршенням характеристик гідромашин (зниженням напору, подачі, к. к. д.), звуковими ефектами (шумом, тріском), вібрацією і ерозійним руйнуванням елементів конструкцій машин і виникає при зниженні тиску всмоктування нижче тиску насичених парів. Кавітація негативно позначається на економічності, надійності та довговічності машин. Погіршення роботи насоса пояснюється зміною фазового стану потоку, через який погіршується його структура. За розвиненої кавітації відбувається розрив суцільності потоку, і насос перестає працювати – зриває [1].

При кавітації можна спостерігати наступні явища:

1. Падіння подачі, напору, к.к.д. та потужності, оскільки частина міжлопатевих каналів робочого колеса заповнюється бульбашками пари.
2. Ерозія (механічне руйнування) матеріалу стінок робочого колеса, корпусу [1].

В дослідженні проводились порівняльні характеристики між контрроторними ступенями та насосами лінійки ЦНС. Контрроторні ступені проєктувались на основі базового робочого колеса насоса, що мало витрату рідини $180 \text{ м}^3/\text{год}$.

У роботі зазначалось, що подача контрроторного ступеня мала найкращі показники енергоефективності, при збільшеній подачі, що не характерна робочому колесі, а саме $215 \text{ м}^3/\text{год}$. [2]

Відповідно до цього при збільшенні подачі, тиск на вході в робоче колесо може значно падати, що може спричинити кавітацію. Для вивчення цього явища було проведено дослідження у програмному комплексі ANSYS CFX щодо падіння тиску в робочих органах контрроторного ступеня. Слід зазначити, що ANSYS CFX неодно-

разово тестувався при вирішенні проблем конструкції насоса, і невідповідність результатів чисельного та фізичного моделювання не перевищує 5%; тому цей програмний продукт придатний для вирішення заявленої дослідницької проблеми.

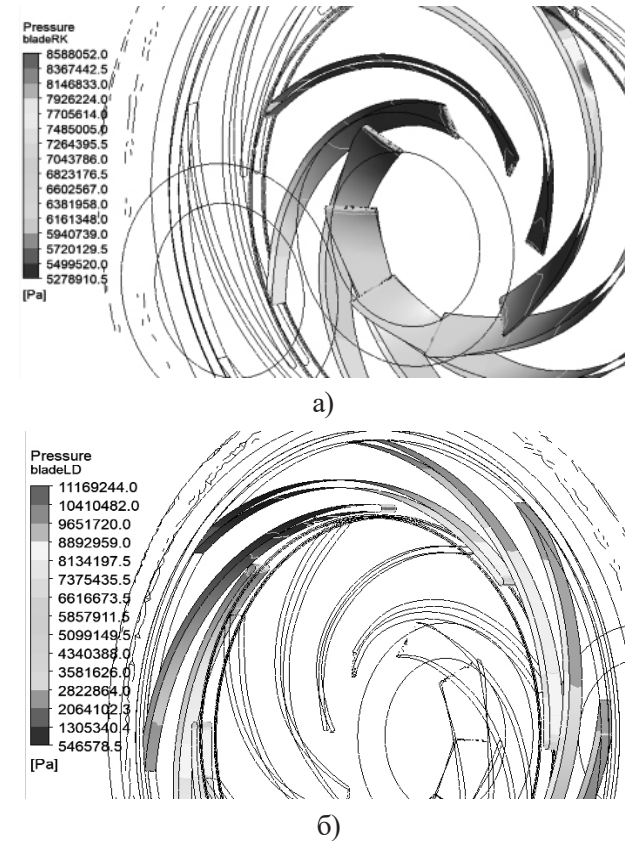


Рисунок 1 – Тиски на входних кромках:
а) робочого колеса; б) лопатевого диску

Проаналізувавши отримані данні на рисунку 1, можемо зазначити, що збільшення витрати рідини до значень $215 \text{ м}^3/\text{год}$ не призводить до значного зниження тиску та створення умов кавітації. Тиски по лопатях розподіляються рівномірно тез різкого перепаду. На кромках лопатей через гальмування потоку спостерігаємо деяке відхилення,

що не є критичним. Тому можемо сказати, що дані умови роботи для робочого колеса в контрроторному ступені є нормальними.

Список використаних джерел

1. Лопатеві насоси: навч. посібник / В.Ю. Кондусь, О.І. Котенко. – Суми: Сумський державний університет, 2021. – 293 с.

2. Порівняння характеристик контрроторного ступеня з наявними насосами лінійки цнс-180 / О.А. Куліков та ін. Bulletin of sumy national agrarian university. the series: mechanization and automation of production processes. 2024. № 3 (57). С. 10–17. URL: <https://doi.org/10.32782/msnau.2024.3.2> (дата звернення: 29.11.2024).

УДК 621.671

Куліков, О.А.

Сумський національний аграрний університет,

Кондусь, В.Ю., канд. техн. наук

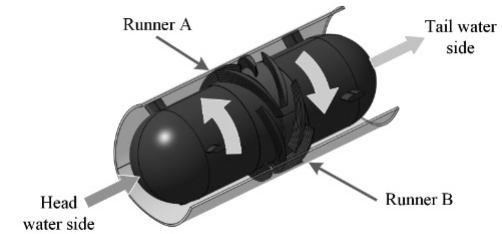
Сумський державний університет

ВАРІАНТИ КОМПОНУВАННЯ ДВИГУНІВ У НАСОСНОМУ ОБЛАДНАННІ ТА КОНТРРОТОРНОМУ КОМПЛЕКСІ

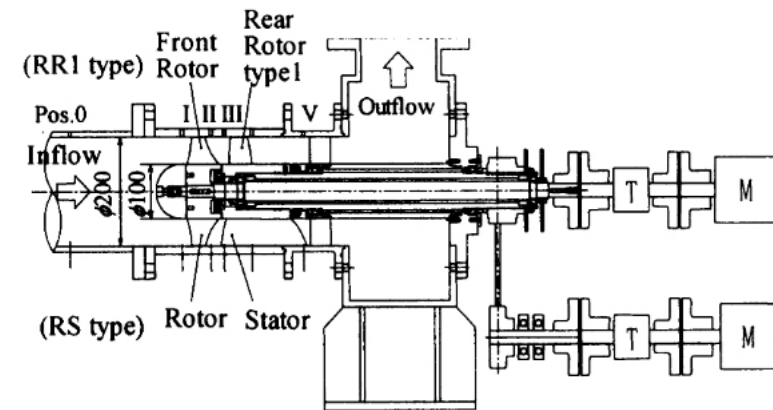
Компоновка двигунів у насосному обладнанні та контрроторному комплексі залежить від конструктивних вимог, умов експлуатації та ефективності системи. Існує кілька основних варіантів розташування двигунів одним з них є коаксіальна компоновка коли осі двигуна і насоса знаходяться на одній лінії. Це забезпечує компактність, зменшення енергетичних втрат і простоту в обслуговуванні. Іншим варіантом є паралельне розташування, коли двигун і насос з'єднуються через муфти або ремінні передачі. Такий підхід дозволяє гнучкіше налаштувати характеристики, але збільшує габарити і втрати енергії. Також застосовується роздільне розташування двигуна і насоса, яке часто використовується в умовах, де потрібна спеціальна ізоляція або робота в агресивному середовищі.

Для контрроторних комплексів монтаж двигуна є набагато складнішим завданням. Важливо враховувати синхронізацію руху роторів

для зменшення вібрацій і підвищення ефективності. Система може мати незалежні двигуни або один привод – залежно від завдань і типу навантаження. Кожна система має свої переваги та недоліки.



а)



б)

Рисунок 1 – Компоновка розташування двигунів:
а) коаксіально; б) паралельно

На рисунку 1, а представлено схему двигунів, де кожний відповідає за окремий робочий орган, які розташовані коаксіально. На рисунку 1, б двигуни розташовуються паралельно. Такі компоновки мають низку особливостей. По-перше, використання окремих двигунів дозволяє незалежно керувати кожним робочим органом, що підвищує загальну ефективність і точність роботи. Це забезпечує можливість виконувати

різні функції одночасно, не залежачи від спільної кінематики. Окремий привод для кожного органа дозволяє знизити складність механічних зв'язків між компонентами у середині агрегата.

Однак така схема також має і деякі недоліки. До них можна віднести підвищену складність управління через необхідність синхронізації роботи кількох двигунів. Крім того, конструкція з кількома двигунами може бути дорожчою у виробництві, складнішою в обслуговуванні та мати більші габарити й масу через збільшення кількості елементів.

Дещо модкрнізувавши конструкцію валів, можна використати один двигун для забезпечення роботи двох робочих органів. Насамперед, така компоновка дозволяє зменшити загальну масу та габарити системи, оскільки замість двох двигунів використовується лише один. Це також знижує вартість виробництва та монтажу, адже кількість компонентів у системі скорочується, що зменшує витрати на матеріали.

Ще однією перевагою є спрощення системи управління, оскільки немає необхідності синхронізувати роботу двох окремих двигунів. До того ж, використання одного двигуна може знизити енергоспоживання у випадках, коли оптимізація передачі енергії дозволяє уникнути зайвих витрат. Загалом, застосування одного двигуна для двох робочих органів є ефективним рішенням для систем, в якій важливі компактність, економія ресурсів і спрощення конструкції.

УДК 621.22

**Андрусак, В.О.,
Івченко, О.В., канд. техн. наук**
Сумський національний аграрний університет,
Кондусь, В.Ю., канд. техн. наук
Сумський державний університет

ІНДИКАТОР ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ ВИКОРИСТАННЯ НАСОСНОГО УСТАТКУВАННЯ

Надзвичайно актуальними питаннями забезпечення енергоефективності сучасних підприємств є раціональний вибір насосних агрегатів та ефективно використання відповідного насосного обладнання. Насосні системи відіграють ключову роль у різних

галузях промисловості таких як харчова, хімічна нафтова, а також у системах водопостачання та опалення. У цьому відношенні оптимізація енергоспоживання насосів є важливою для зниження загальних витрат енергії та забезпечення цілей сталого розвитку.

Розробка показника енергоефективності для насосів дозволить удосконалити процедуру прийняття рішень при виборі насосного обладнання для конкретних умов виробництва з урахуванням потреб у перекачуванні рідин різного типу та об'єму. Неefективні насоси можуть споживати значно більше електроенергії, ніж необхідно, що призводить до надмірних витрат і негативного впливу на навколишнє середовище.

На основі вивчення міжнародних стандартів та нормативних документів [1], [2], [3], [4], [5], [6] запропонована методика оцінки енергоефективності насосів. Основним показником цього методу є співвідношення між середньою компенсованою потужністю мережі та вхідною потужністю еталонного насоса. Цей коефіцієнт дозволяє оцінити, наскільки ефективно насосне обладнання перекачує рідини і чи є його робота оптимальною з точки зору енерговитрат. У разі значних відхилень цього показника від норми можна говорити про потенційні можливості підвищення енергоефективності.

Також можна використовувати метод базової точки для визначення компромісної точки енерговитрат при перекачуванні рідини. Ця компромісна точка є критичним значенням, де будь-яка інша точка, згідно з принципом Парето, ймовірно, матиме гірше (вище) значення споживання енергії. Іншими словами, точка компромісу визначає оптимальні умови, за яких система працює з найменшим споживанням енергії, зберігаючи при цьому необхідну продуктивність. Це дозволяє оцінювати та знаходити баланс між споживанням енергії та ефективністю насосних систем.

Таким чином, запропонований індикатор енергоефективності дозволяє підвищити ефективність насосного обладнання шляхом оцінки його енергетичних характеристик і визначення оптимальних режимів роботи. Це має значний потенціал для зменшення споживання енергії, зниження витрат бізнесу та зменшення впливу на навколишнє середовище.

Список використаних джерел

1. Directive 2009/125/EC of the European Parliament and of the Council of 21 October 2009 establishing a framework for the setting of ecodesign requirements for energy-related products (recast) (Text with EEA relevance)., [Online]. Available: <http://data.europa.eu/eli/dir/2009/125/oj>. Accessed on: Nov 30, 2024.

2. Commission Regulation (EC) No 641/2009 of 22 July 2009 implementing Directive 2005/32/EC of the European Parliament and of the Council with regard to ecodesign requirements for glandless standalone circulators and glandless circulators integrated in, products (Text with EEA relevance). [Online]. Available: <http://data.europa.eu/eli/reg/2009/641/oj>. Accessed on: Nov 30, 2024

3. Commission Regulation (EU) No 547/2012 of 25 June 2012 implementing Directive 2009/125/EC of the European Parliament and of the Council with regard to ecodesign requirements for water pumps Text with EEA relevance., [Online]. Available: <http://data.europa.eu/eli/reg/2012/547/oj>. Accessed on: Nov 30, 2024.

4. EN 16297-1:2012. Pumps-Rotodynamic Pumps-Glandless Circulators. Part 1: General Requirements and Procedures for Testing and Calculation of Energy Efficiency Index (EEI). Available online: <https://standards.iteh.ai/catalog/standards/cen/6da838fa-9c3b-4373-8328-00ed7dc7d11e/en-16297-1-2012/>. Accessed on: Nov 30, 2024.

5. EN 16297-2:2012. Pumps-Rotodynamic Pumps-Glandless Circulators. Part 2: Calculation of Energy Efficiency Index (EEI) for Standalone Circulators. Available online: <https://standards.iteh.ai/catalog/standards/cen/33c0204d-1332-436b-b858-7aeeb957888e/en-16297-2-2012>. Accessed on: Nov 30, 2024.

6. EN 16297-3:2012. Pumps-Rotodynamic Pumps-Glandless Circulators. Part 3: Energy Efficiency Index (EEI) for Circulators Integrated in Products. Available online: <https://standards.iteh.ai/catalog/standards/cen/0319682c-4b48-4d5a-9569-7f0aa75dee68/en-16297-3-2012/>. Accessed on: Nov 30, 2024.

УДК 621.225.001.4

**Панченко, А.І., д-р техн. наук,
Волошина, А.А., д-р техн. наук,
Холод, І.М.**

Таврійський державний
агротехнологічний університет
імені Дмитра Моторного,

Волошин, А.А.

ВСП «Мелітопольський
коледж ТДАТУ»

ОБГРУНТУВАННЯ КОНСТРУКТИВНИХ ПАРАМЕТРІВ РОЗПОДІЛЬНОЇ СИСТЕМИ ПЛАНЕТАРНОГО ГІДРОМОТОРА

Відомо [1–3], що одним з основних чинників, що спричиняють відмови гідроприводів мехатронних систем самохідної техніки є наявність пульсації потоку робочої рідини, обумовленої конструктивними параметрами планетарного гідромотора, а саме його розподільчої системи. Тому, при моделюванні процесу експлуатації гідропривода мехатронної системи самохідної техніки необхідно обґрунтувати вплив конструктивних особливостей розподільчої системи планетарного гдромотора на працездатність гідропривода та його елементів, а також прогнозувати зміну вихідних характеристик планетарного гідромотора в умовах експлуатації (при обертанні розподільника).

Основною характеристикою будь-якої розподільчої системи є її пропускна здатність (витрата рідини), що визначається площею прохідного перетину. Площа прохідного перетину розподільчої системи залежить від площі перекриття розподільчих вікон та кінематичної схеми розподільчої системи [1]. Відомо [1–3], що коливання потоку робочої рідини викликані розподільчою системою планетарного гідромотора негативно впливають на його вихідні характеристики. Такі коливання викликають пульсацію тиску в порожнині нагнітання, при цьому їх амплітуда може перевищувати значення спрацьовування запобіжного клапана. Таким чином, розподільчу систему планетарного гідромотора можна розглядати як джерело пульсацій, які спричиняють

вібрацію елементів гідросистеми, що призводить до відмов.

На рисунках 1 (а, б) представлено залежність амплітуди пульсації площі прохідного перетину і коефіцієнтів пульсації площі і тиску від кількості вікон рухомого розподільника. Аналізуючи ці залежності, слід зазначити, що зі збільшенням кількості вікон пульсація значно зменшується та при кількості вікон рухомого розподільника понад 30 дуже не значна, тобто практично не впливає на вихідні характеристики планетарного гідромотора, а при кількості вікон рухомого розподільника кратній 8: $Z_1 = 8, 16, 24$ пульсації рідини не спостерігаються взагалі. Також слід зазначити, що збільшення кількості вікон рухомого розподільника понад 30 недоцільно, тому що збільшення кількості вікон розподільника більше 30 практично не впливає на площу прохідного перетину розподільної системи, а кут розчину вікон, а отже і їх площа в цьому випадку настільки малі, що конструктивно такі вікна дуже важко виконати [1–3].

При використанні додаткових розвантажувальних вікон рухомого розподільника видно (рисунки – 1 в, г), що пульсації робочої рідини не спостерігаються тепер і при кількості вікон рухомого розподільника кратній 4 та при використанні усіх додаткових розвантажувальних вікон. В інших випадках, тобто при кількості вікон рухомого розподільника, що дорівнює 6 з подальшим збільшенням на 4, зі збільшенням площі прохідного перетину в 2 рази, так само у 2 рази збільшується і амплітуда коливань площі. Також необхідно відзначити, що розподільчу систему з кількістю вікон рухомого розподільника більше 24 використовувати не доцільно, тому що площа прохідного перетину практично не змінюється, а площа самих вікон надто мала.

В результаті моделювання геометричних параметрів планетарного гідромотора встановлено, що зі збільшенням кількості використання додаткових розвантажувальних вікон площа перекриття зростає, але не завжди це призводить до поліпшення роботи гідромотора. У випадках, коли спостерігається пульсація робочої рідини в розподільчій системі, спостерігається погіршення вихідних характеристик гідромотора та працездатності гідروпривода мехатронної системи в цілому. Зниження пульсації робочої рідини можна домогтися шляхом раціонального розташування вікон рухомого розподільника (їх зсувом) [1–3].

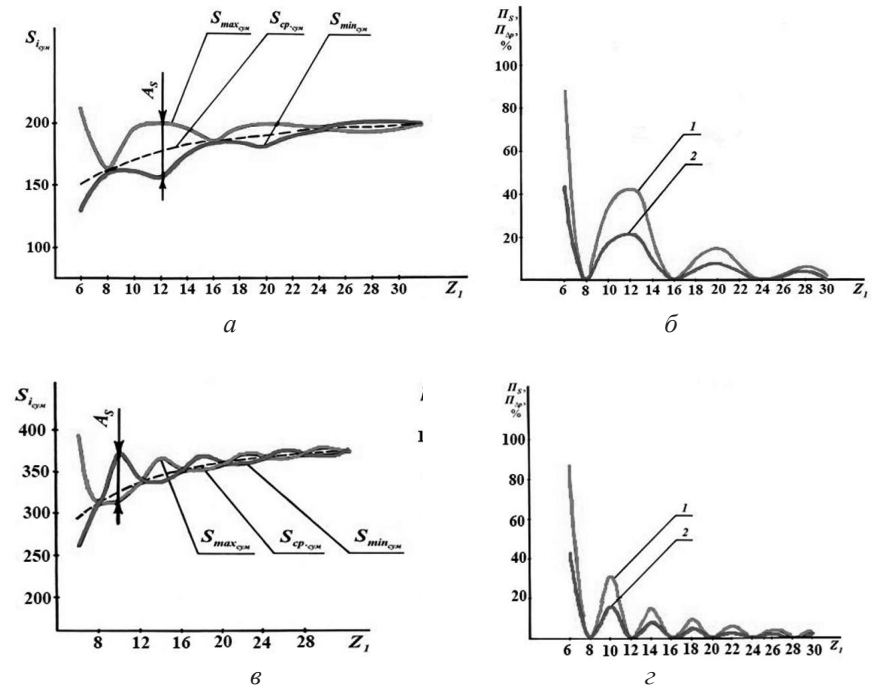


Рисунок 1 – Залежність амплітуди коливань площі прохідного перетину та коефіцієнтів пульсації від кількості вікон рухомого розподільника

Аналіз залежності амплітуди коливань площі прохідного перетину зображено на рисунку 2, а. Він свідчить про те, що середня площа як до зсуву, так і після зсуву вікон рухомого розподільника не змінюється, однак важливим моментом є те, що в цьому випадку значно зменшується пульсація робочої рідини, а в деяких випадках пульсації не спостерігаються взагалі.

Також слід зазначити, що якщо без використання додаткових розвантажувальних вікон і з використанням додаткових розвантажувальних вікон площа прохідного перетину зростає зі збільшенням кількості вікон (рисунок 1), то при використанні двох додаткових вікон, площа прохідного перетину зі збільшенням кількості вікон зменшується (рисунок 1, а).

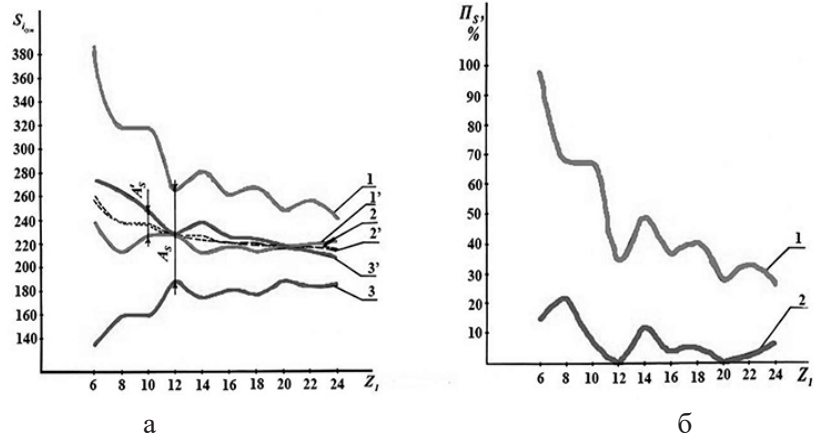


Рисунок 2 – Залежність амплітуди коливань площі прохідного перетину та коефіцієнтів пульсації від кількості вікон рухомого розподільника до їх зсуву та після зсуву

Аналізуючи залежність коефіцієнтів пульсації площі прохідного перетину розподільчої системи (рисунок 2, б) від кількості вікон рухомого розподільника при використанні двох додаткових розвантажувальних вікон, слід зазначити, що зі збільшенням кількості вікон коефіцієнти пульсації площі зменшуються (крива 1), а після зміщення вікон рухомого розподільника коефіцієнти пульсації знижуються у 2 рази (крива 2), і при кількості вікон 12 та 20 пульсації не спостерігаються взагалі. Коефіцієнти пульсації тиску мають такий саме характер залежності, але в два рази перевищують значення коефіцієнтів пульсації площі.

Список використаних джерел

1. Панченко, А.І., Волошин, А.А., Панченко, І.А. Обґрунтування кінематичних схем розподільчих систем гідромашин планетарного типу. Праці ТДАТУ. – Мелітополь: ТДАТУ, 2018. Вип. 18. Т. 2. С. 30-49.
2. Панченко, А.І., Волошина, А.А., Засядько, А.І. Вплив конструктивних особливостей торцевої розпод. системи на функціональні параметри планетарного гідромотора. Праці ТДАТУ. – 2017. Вип. 17. Т. 3. С. 33-50.
3. 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.

ПІДХОДИ ДО ВИЗНАЧЕННЯ ТЕОРЕТИЧНОГО НАПОРУ ВІДЦЕНТРОВОЇ КОНТРРОТОРНОЇ МАШИНИ

Рух рідини у міжроторній прикільцевій області відцентрової контрроторної машини (ВКМ) у загальному випадку ми розглядаємо як нестационарний та вихровий. Крім того, через фізичну відсутність лопатевих рещіток у прикільцевій області ми маємо розглядати рух рідини там як абсолютний. У свою чергу, цей рух, на відміну від відносного руху у робочому колесі є неусталеним.

Відповідно до цього розглядаючи абсолютний рух рідини в прикільцевій області ВКМ, запишемо його загальне рівняння у формі Громеко:

$$\frac{\partial \bar{v}}{\partial t} + \text{grad} \left(\frac{v^2}{2} \right) + \text{rot} \bar{v} \times \bar{v} = \bar{F} - \frac{1}{\rho} \text{grad} p.$$

При розгляді абсолютного руху масові сили представляють собою сили тяжіння та мають відповідний потенціал Π . Рух приймаємо баротропним, що передбачає існування відповідної силової функції P . У цьому випадку попереднє рівняння приймає вигляд:

$$\frac{\partial \bar{v}}{\partial t} + \text{grad} \left(\frac{v^2}{2} + P + \Pi \right) + \text{rot} \bar{v} \times \bar{v} = 0.$$

Це рівняння в умовах неусталеності інтегрується лише за наявності безвихрового (потенційного) руху. Для випадку ВКМ не тільки $\frac{\partial \bar{v}}{\partial t} \neq 0$, але і $\text{rot} \bar{v} \times \bar{v} \neq 0$, отже інтегрування наявного рівняння руху можливо лише при залученні числових методів у відповідних програмних комплексах (наприклад ANSYS CFX), використовуючи для замикання ті чи інші моделі турбулентності.

Відповідно до викладеного вище, а також до гіпотези існування у прикільцевій області ВКМ стабільної вихрової структури висуваються наступні ідеї щодо оцінки теоретичного напору, який створюється відцентровою контрроторною машиною. У випадку, що розглядається,

вбачається перспективним використання певних загальних положень механіки рідини і газу та теорії гідромашин, а саме:

- теореми Стокса для усієї прикільцевої області ВКМ;
- теореми Стокса для кожної міжлопатевої вихрової комірки при використанні моделі Ейлера у прикільцевої області ВКМ;
- закона Біо-Савара щодо опису вихрової структури, що генерується через взаємодію роторного і контрроторного робочих коліс у прикільцевій області ВКМ.

Правомірність використання визначених підходів передбачається оцінювати через несуперечливість отриманих результатів одне одному.

УДК 621.65

**Ратушний, О.В., канд. техн наук,
Сукрут, С.**
Сумський державний університет

ПІДВИЩЕННЯ ТЕХНІЧНОГО РІВНЯ ВІДЦЕНТРОВОГО НАСОСА НИЗЬКОЇ ШВИДКОХІДНОСТІ ШЛЯХОМ ВИКОРИСТАННЯ УЩІЛЬНЮЮЧИХ ЕЛЕМЕНТІВ ВИХРОВОГО ТИПУ

Сучасний розвиток техніки й технологій створює необхідність пошуку нових підходів до вдосконалення енергоефективності та надійності насосних систем. Відцентрові насоси низької швидкохідності, з огляду на їх широке застосування в різних галузях промисловості, є важливими елементами гідротехнічних систем. Одним із перспективних способів підвищення їхньої технічної досконалості є впровадження ущільнюючих елементів вихрового типу.

Ущільнення є критичним елементом конструкції насоса. Воно визначає ефективність, довговічність та експлуатаційні характеристики обладнання. Вихрові ущільнюючі елементи здатні мінімізувати витoki робочого середовища, покращити динамічну стійкість ротора і, зрештою, знизити енергоспоживання.

Сучасні вимоги до насосного обладнання включають інтеграцію новітніх матеріалів у їх конструкцію. Наприклад, застосування композитних матеріалів для ущільнень дозволяє не лише зменшити вагу агрегатів, але й підвищити їх корозійну стійкість. Це важливо для експлуатації в агресивних середовищах, таких як хімічна промисловість або системи водоочищення. Дослідження у цьому напрямі сприяють створенню більш довговічного обладнання.

Метою цього дослідження є виявлення впливу конструктивних параметрів ущільнюючих елементів вихрового типу на продуктивність відцентрового насоса. Для цього було проведено теоретичний аналіз фізичних процесів у зоні ущільнення. Крім того, виконано експериментальні випробування на модельних зразках насосного обладнання. Особливу увагу приділено таким параметрам, як геометрія каналу ущільнення, швидкість обертання ротора та в'язкість робочого середовища.

Результати свідчать, що застосування вихрових ущільнень дозволяє зменшити гідравлічні втрати на 15–20% у порівнянні з традиційними рішеннями. Це також забезпечує стабільність робочого процесу й зниження шумових характеристик. Додатково виявлено, що підбір оптимального матеріалу ущільнень значно підвищує їх зносостійкість, скорочуючи частоту необхідного технічного обслуговування.

Запропонований підхід відкриває нові перспективи вдосконалення насосного обладнання, роблячи його більш ефективним і екологічно дружнім. Подальші дослідження зосереджуватимуться на оптимізації параметрів ущільнень для різних умов експлуатації, включаючи моделювання потоків рідини та теплових процесів у зоні ущільнення.

Івченко, О.І. канд. техн. наук
Сумський національний аграрний університет,
Панченко, В.О., канд. техн. наук,
Петренко, С.С.
Сумський державний університет

АНАЛІЗ КОНСТРУКТИВНИХ ОСОБЛИВОСТЕЙ ВІЛЬНОВИХРОВИХ НАСОСІВ

Вільновихрові насоси – це тип насосів, які спеціально розроблені для роботи з рідинами, що містять велику кількість газу або твердих речовин. Їх використовують у багатьох галузях промисловості, таких як очищення стічних вод, хімічна обробка та каналізаційні системи. Ключова відмінність вихрового насоса полягає в його здатності створювати вихор всередині корпусу насоса, що відрізняє його від традиційних відцентрових насосів.

Недоліком цих насосів залишається низька енергоефективність через домінування в проточній частині основного та циркуляційного вихорів [1], що обумовлюється особливою конструкцією робочого колеса та вільної камери (корпуса). Ескіз проточної частини вільновихрового насоса наведено на рисунку 1 [1].

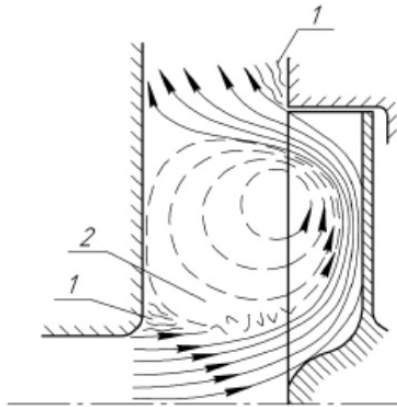
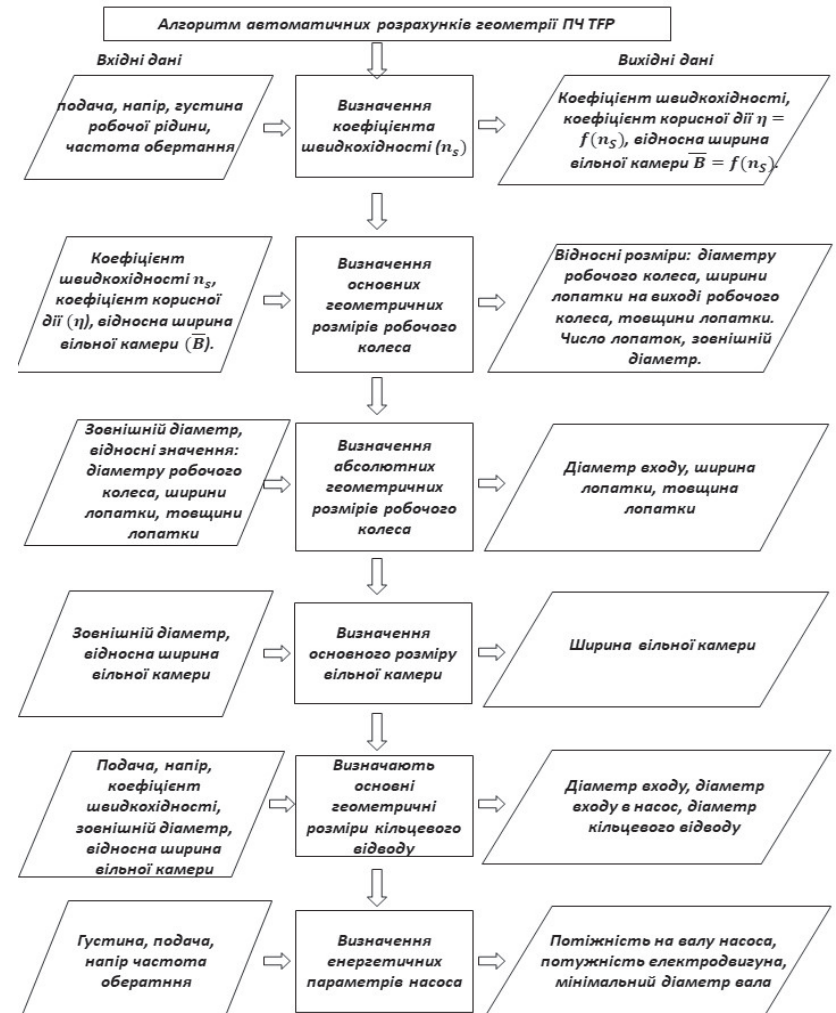


Рисунок 1 – Ескіз картини вихрового потоку проточній частині вільновихрового насоса: 1 – зона відриву потоку; 2 – процес змішування циркуляційного і основного поток

Особливість розрахунку та проектування конструкції проточної частини порівняно з іншими типами відцентрових динамічних насосів [2] полягає у емпіричних даних, оптимальних співвідношень та різних залежностях, що виражаються коефіцієнтами, які наведені у посібнику [1]. Методика розрахунку проточної частини вільновихрового насоса можна представити у вигляді блок-схеми (рисунок 2).



Ця методика є відпрацьованою та дозволяє отримати базові параметри насоса. Її не змінюють, а застосовують як основу для подальших конструктивних удосконалень.

Удосконалення конструкції проточної частини насоса, зокрема оптимізація її геометричних характеристик для мінімізації втрат енергії, є одним з перспективних шляхів модернізації. На основі розрахунків, виконаних за методикою, виконуються уточнення та вдосконалення конструкції. Створення нових моделей, перевірка ідеальних співвідношень геометричних розмірів і використання сучасних технологій є головними пріоритетами, оскільки це сприятиме підвищенню ефективності насосів. Завдяки таким змінам зросте ефективність використання та розшириться спектр застосування вільновихрових насосів.

Список використаних джерел

1. Герман, В.Ф. Свободновихревые насосы [Текст]: учеб. пособие / В.Ф. Герман, И.А. Ковалев, А.И. Котенко; под общ. ред. А. Г. Гусака; 2-е изд., перераб. и доп. – Сумской государственной университет, 2013. –159.
2. Gulich J. F. Centrifugal Pumps / J. F. Gulich. – Springer Heidelberg Dordrecht London New York, 2010. – 957 s.

**Мушгай, М.В.,
Кондусь, В.Ю., канд. техн. наук**
Сумський державний університет

ПЕРСПЕКТИВИ СТВОРЕННЯ ВИСОКООБЕРТОВИХ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНИХ ЗАНУРЮВАЛЬНИХ НАСОСНИХ АГРЕГАТІВ ІЗ ЗМЕНШЕНИМИ МАСОГАБАРИТНИМИ ПАРАМЕТРАМИ

Станом на сьогодні в Україні 34% питної та технічної води видобувається з підземних покладів за допомогою занурювальних насосних агрегатів (ЗНА), сукупна потужність яких становить

близько 80 МВт. Їх режим роботи є майже безперервним. Основними проблемами використання ЗНА є залежність від імпортного обладнання, значна частина якого походить з рф і має низьку надійність та ресурс. Вітчизняне виробництво покриває лише незначну частину потреб, а наявні моделі насосів розроблені десятки років тому, без врахування сучасних технологій, що негативно впливає на енергоефективність, матеріаломісткість та надійність обладнання.

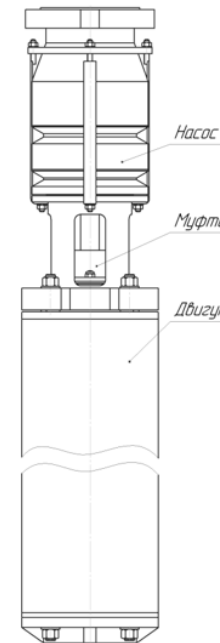


Рисунок 1 – Агрегат ЗНА

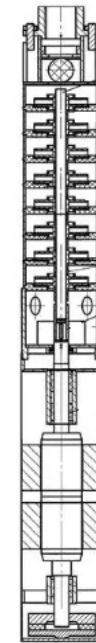


Рисунок 2 – Насос ЕЦВ

Сучасні досягнення у сфері силової електроніки, зокрема здешевлення перетворювачів частоти, дозволяють покращити технічні характеристики насосного обладнання за рахунок підвищення частоти струму в мережі живлення та збільшення швидкості обертання ротора. Це відкриває перспективи створення високообертових енергоефективних ЗНА із зменшеними масогабаритними параметрами (рисунок 1), габаритні розміри якого будуть значно менші ніж у аналогів (рисунок 2) що сприятиме імпортозаміщенню та відновленню критичної інфраструктури.

Метою роботи є розробка конструкторських рішень та компоновочних схем параметричного ряду високооберткових енергоефективних ЗНА для організації їх виробництва в Україні.

Основними завданнями дослідження є аналіз існуючих конструктивних схем насосів, розробка базової конструкції з підвищеною частотою обертання ротора до 6000 об/хв, проведення гідравлічних, міцнісних та вібростійких розрахунків, дослідження числових моделей проточної частини насоса, а також створення конструкторської документації для виробництва.

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](https://doi.org/10.21272/jes.2024.11(2).f3) (date of access: 19.12.2024).

УДК 621.65

**Ратушний, О.В., канд. техн. наук,
Бондаренко, К.**
Сумський державний університет

НАСОСНІ ТЕХНІЧНІ СИСТЕМИ ЯК ЗАСОБИ ВПРОВАДЖЕННЯ ЦІЛЕЙ СТАЛОГО РОЗВИТКУ

Наразі у світі йде інтенсивне становлення VI технологічного укладу (ТУ). Кожний новий великий історичний цикл характеризується появою нової ідеї, нових глобальних принципів розвитку всіх систем. У цьому контексті доречно відзначити прийняту Генеральною Асамблеєю ООН програму «Цілей сталого розвитку» на 2015–2030 роки. Принципово важливо зазначити гуманістичну, людиноцентричну спрямованість процесу реалізації програми, яка в цілому направлена на комплексне покращення умов буття людства. Проте, саме це є й основною ідеєю і базовою ознакою VI технологічного укладу. То ж бачимо, що програма «Цілей сталого розвитку» у своїй сутності гармонічно поєднує значущі актуальні концепції розвитку людства у XXI сторіччі.

Практична реалізація будь-яких ідей завжди ґрунтується на залученні певних матеріальних носіїв – технічними систем і відповідних галузей виробництва і господарства. Саме технічний і технологічний розвиток, тобто розвиток за ланцюжком технологічних укладів, і масштабний перехід до VI ТУ і стане запорукою успішної реалізації глобальних цілей сталого розвитку людства. Виходячи з цього, особливий інтерес викликає визначення тих типів машин і відповідних сфер виробництва, які є найважливішими для людства, оскільки являють собою суттєву технічну основу для реалізації усього комплексу цілей сталого розвитку. Зміни у таких технічних системах у відповідності з тенденцією переходу до VI ТУ є об'єктивно актуальними для суспільства, буття і подальшого розвитку людської цивілізації.

Першим кроком для вирішення окресленої проблеми є обрання і обґрунтування того класу технічних систем, з якими суспільство буде безумовно і широко стикатися у процесі реалізації цілей сталого розвитку. Ми пропонуємо розглянути у такому сенсі ті машини, які широко супроводжували технічний розвиток із самого початку його існування. Машина – це така технічна система, яка виконує для людини корисну роботу, яку сама людина власними силами взагалі б не змогла виконати, оскільки її виконання потребувало використання непомірних ресурсів. Тому логічно, що суспільство із самого початку свого існування у першу чергу замислилося над можливостями механізації видобутку тих ресурсів, які підтримують життя самої людини. То ж виходячи із соціально-біологічних потреб, людство із давніх давен стикнулося з проблемою видобутку та транспортування води як свого головного життєвого і виробничого ресурсу. Відповідно до цього, одним із основних класів машин, що забезпечуватимуть подальший технологічний розвиток, вбачаються, як і протягом усієї історії буття людства, насосні технічні системи.

Секція 3 «Системи приводів. Елементи і системи гідропневмоавтоматики»

УДК 62-53

Кравецький, Ю.А., Чернов, О.В.
АТ «АНТОНОВ»

ВПЛИВ ПЕРЕХІДНИХ ПРОЦЕСІВ НА ПОКАЗНИКИ ГІДРОМЕХАНІЧНОГО РУЛЬОВОГО ПРИВОДА

Для керування рухом мобільних засобів застосовують електрогідравлічні та гідромеханічні приводи. Це стосується як наземної техніки, так і авіаційних і судноплавних об'єктів.

Наприклад, забезпечення необхідного рівня надійності шляхом резервування функції керування рульовою поверхнею, може бути досягнуто встановленням декількох гідравлічних рульових приводів.

Одним з варіантів підвищення надійності є застосування різноманітності резервування, тобто для керування однією поверхнею встановлюються різні типи приводів. В якості основного приводу застосовується електрогідравлічний рульовий агрегат, а у якості резервного – гідромеханічний рульовий привод (рисунок 1).

Аналіз неузгодженості роботи гідроприводів протягом зміни режимів та тривалості перемикання режимів роботи приводів засвідчує, що упродовж експлуатації гідропривода з дублюючим виконавчим пристроєм на динамічну точність позиціонування суттєво впливає тривалість перемикання режиму роботи приводу (з активного режиму на пасивний), яка складається з часів відключення активного та включення резервного приводу. При виникненні у електричному ланцюгу керування приводом електричних відмов, як наприклад, попадання зовнішньої напруги на ланки керуючого сигналу приводу, він отримує максимальний керуючий сигнал, внаслідок чого шток приводу може розвинути максимальну швидкість руху (швидкість руху вихідної ланки сучасних електрогідравлічних приводів забезпечує відхилення поверхні керування на повний діапазон переміщень тривалістю не більше однієї секунди). Це призводить до несанкціонованого відхилення поверхні керування з максимальною

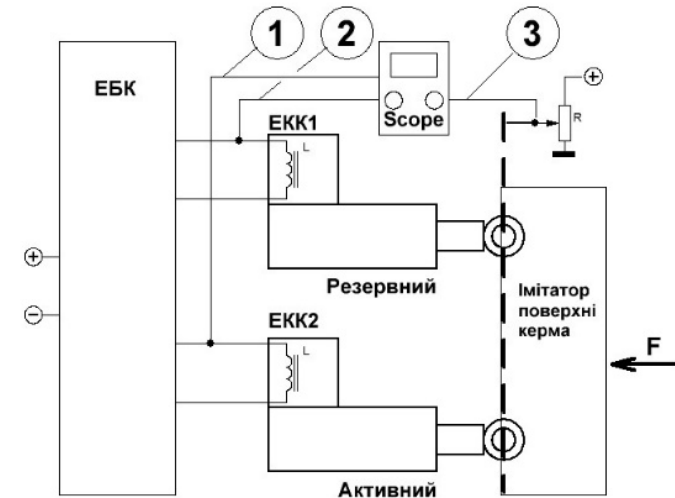


Рисунок 1 – Структурна схема системи керування для досліджень харак-теристик та перехідних процесів при перемиканні керування поверхнею з активного на резервний гідропривод
ЕБК – електронний блок керування, ЕКК1, ЕКК2 – електромагнітні клапани кільцювання резервного та активного приводів відповідно, F – зусилля навантаження, Score – прилади реєстрації, R – датчик кута відхилення поверхні

швидкістю. Амплітуда закиду поверхні визначається швидкістю руху поверхні до перемикання, затримкою тривалості відключення активного приводу, зусиллям навантаження та часом включення резервного приводу.

Для гідроприводів рульових поверхонь збільшення тривалості включення при перемиканні в активний режим роботи спричиняє збільшення закиду рульової поверхні. Це знижує показники системи керування щодо динамічної точності позиціонування поверхні керування. Враховуючи, що приводи працюють у режимах зі змінними навантаженнями, перевищення закиду керма призводять до перевищення допустимих навантажень, а у випадку перевищення обмежень по міцності – до руйнування конструкції.

Актуальною задачею є дослідження впливу тривалості часу перемикання при вимиканні основного привода та включенні резервного на динамічну точність позиціонування вихідної ланки.

У представленому дослідженні розглянуто вплив перехідних процесів, що виникають у контурі керування режимами роботи гідропривода, які викликають в ньому зміну тривалості включення.

На практиці при проведенні замірів часу перемикання резервного гідромеханічного привода, який отримує сигнали від електронного блоку керування (ЕБК), в активний режим роботи було виявлено значне перевищення часу включення у порівнянні з нормованим часом включення окремого привода.

Дослідження перехідних процесів проводилось у декілька етапів. На першому етапі було виконано експериментальне дослідження процесів, що виникають у контурі «ЕБК-ЕКК» при зміні режиму роботи привода, з базовою електричною схемою підключення ЕКК гідромеханічного привода. На другому етапі проводились експерименти з встановленням в електричну схему ЕКК послідовно захисному діоду резистора. На третьому етапі виконувались експерименти з встановленням в електричну схему ЕКК комутуючого пристрою. Усі експерименти проводились в однакових умовах. Результати експериментів реєструвались спеціалізованим обладнанням.

Проведені дослідження перехідних процесів, що виникають в контурі «ЕБК-ЕКК» при зміні режиму роботи привода, для різних схем підключення ЕКК привода до ЕБК підтвердили, що підключення клапану кільцювання гідролічного привода через комутуючий пристрій зменшує тривалість перехідного процесу. Це призводить до зменшення закиду та підвищенню динамічної точності позиціонування поверхні керування.

За результатами аналізу експериментальних даних встановлено причини збільшених закидів поверхні керування. А саме, після знеструмлення котушки електромагніту внаслідок появи струму самоіндукції утворюються ланцюги струму, що призводить до продовження утримання якоря електромагніта клапану кільцювання привода.

Сформульовані основні принципи побудови електричних схем підключення електромагнітного клапану кільцювання гідромеханічного

привода до електронного блоку керування, що полягають в створенні умов, що унеможливають виникнення та протікання електричного струму самоіндукції через котушку клапану кільцювання привода після її знеструмлення.

Розроблені та випробувані на практиці схемні рішення підключення ЕКК привода до ЕБК, котрі дозволяють отримати задані показники щодо часу включення привода в активний режим роботи та забезпечити підвищення показників динамічної точності позиціонування поверхні керування на 93% (для запропонованої схеми з комутуючим пристроєм похибка динамічного позиціонування не перевищує 0,3 градуси, а похибка для базової схеми складала до 4,3 градусів.)

Експериментально підтверджена ефективність та придатність запропонованих рішень для використання в експлуатації з врахуванням дії зовнішніх чинників.

УДК 621.22

**Репінський, С.В., канд. техн. наук,
Козлов, Л.Г., д-р техн. наук,
Попик, Д.М., Андрєєв, А.І.**
Вінницький національний технічний
університет

ПЕРЕХІДНІ ПРОЦЕСИ У ГІДРОПРИВОДІ МАНІПУЛЯТОРА З ЧАСТОТНО-КЕРОВАНИМ ЕЛЕКТРОДВИГУНОМ

В сучасних умовах промислового виробництва автоматизація процесів є важливим фактором для підвищення ефективності та конкурентоспроможності підприємств. Одним із ключових напрямків у цьому контексті є використання мехатронних систем, що поєднують в собі механічні, електронні та програмні компоненти. Розвиток мехатроніки відкриває нові можливості для створення сучасних та продуктивних технічних систем, зокрема, маніпуляторів з високоточним та ефективним керуванням [1–5].

Метою роботи є створення і апробація математичної моделі мехатронного гідропривода маніпулятора з частотним керуванням асинхронного електродвигуна. Ця модель має бути придатна для імітаційного дослідження та отримання перехідних процесів в гідроприводі маніпулятора в програмному середовищі MATLAB Simulink.

В роботі розглядається мехатронний гідропривод маніпулятора, в якому об'ємний насос приводиться в дію асинхронним електродвигуном АД з перетворювачем частоти ПЧ. Розрахункова схема привода маніпулятора показана на рисунку 1 [3]. Схема включає стійку 1, стрілу 2, рукоять 3, захват 4, гідроциліндри 5, 7, 8, 9 та механізм повороту 10. Маніпулятор змонтований на рамі 11. Насос постійного робочого об'єму H подає робочу рідину через гідролінію 19, гідророзподільники $P2$ та $P1$, робочу гідролінію 21 в гідроциліндр 5, приводячи до руху стрілу 2 маніпулятора. Злив робочої рідини з гідроциліндра 5 забезпечується через робочу гідролінію 22, гідророзподільник $P1$, гідролінію 23, гальмівний клапан 12 та зливну гідролінію 24.

Гальмівний клапан 12 призначений для контролю опускання вантажу гідроциліндром, тобто у тому випадку коли дія навантаження збігається з напрямком переміщення гідроциліндра. Управління гальмівним клапаном здійснюється від лінії нагнітання гідроциліндра. Відкриття клапана залежить від керуючого тиску p_k в клапані, який пропорційний навантаженню на гідроциліндрі (тиску p_{c1}). Завдяки цьому підтримується сталість швидкості гідроциліндра при опусканні вантажу незалежно від значення попутного зовнішнього навантаження. При цьому гальмування гідроциліндра забезпечується за рахунок дроселювання робочої рідини в зливній гідролінії 23. Золотник 13, встановлений в корпусі клапана, утримується в положенні «Закрито» пружиною, зусилля якої змінюється регулювальним гвинтом.

Математична модель привода з урахуванням прийнятих припущень [3, 4] включає рівняння сил, які прикладені до поршня гідроциліндра та золотника гальмівного клапана; рівняння нерозривності потоку для ділянок гідропривода; рівняння, що визначає крутний момент на приводному валу насоса та рівняння головного зворотного зв'язку за частотою обертання вала насоса.

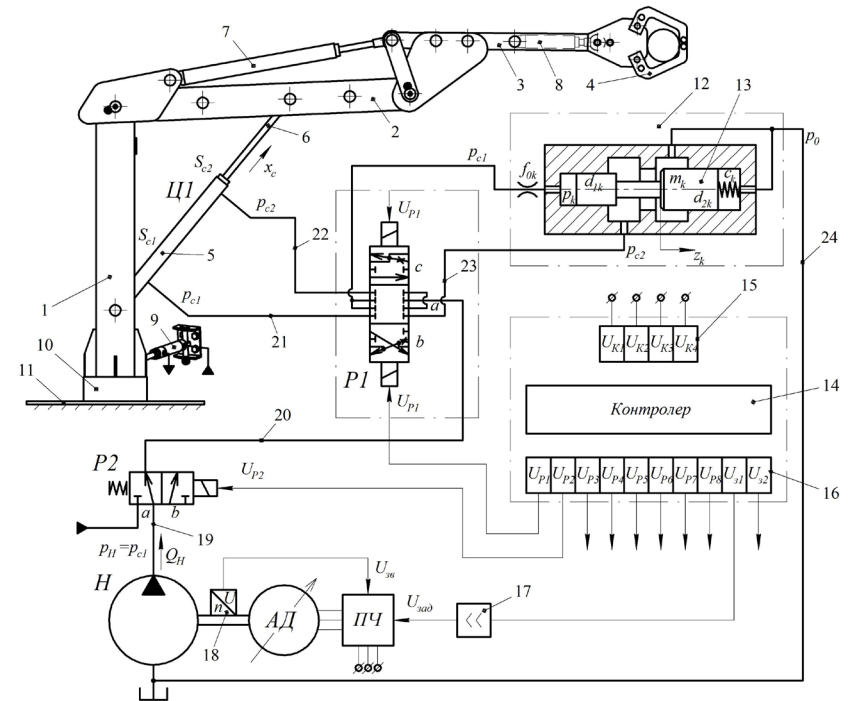


Рисунок 1 – Схема мехатронного гідропривода маніпулятора з частотним керуванням асинхронного електродвигуна

Для оцінювання працездатності розробленої математичної моделі виконане її тестування. Для цього в середовищі MATLAB Simulink отримані графіки перехідних процесів в гідроприводі, спричинених ступінчастою зміною вхідного сигналу $U_{зад}$, що пропорційно визначає частоту обертання вала насоса (рисунок 2).

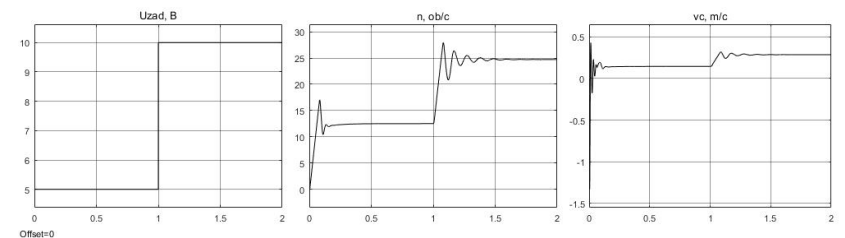


Рисунок 2 – Перехідні процеси змінних стану системи при ступінчастій зміні вхідного сигналу $U_{зад}$

Висновок. Розроблено математичну модель мехатронного привода маніпулятора з частотним керуванням асинхронного електродвигуна і гальмівним клапаном в зливній гідролінії гідроциліндра. За допомогою математичного моделювання в середовищі MATLAB Simulink отримані перехідні процеси в гідроприводі маніпулятора при різних параметрах навантаження, а також вибрано поєднання конструктивних параметрів привода, що забезпечить його стійку роботу та належні показники якості регулювання.

Список використаних джерел:

1. Kozlov L., Bilichenko V., Kashkanov A., Tovkach A., Kovalchuk V. Parametric Synthesis of Electrohydraulic Control System for Variable Displacement Pump Lecture Notes in Mechanical Engineering, 2024, pp. 48–57.
2. Репінський, С.В., Козлов, Л.Г., Буренніков, Ю.А. Керування регульованих насосів в гідроприводах, чутливих до навантаження: монографія. Вінниця : ВНТУ, 2016. 199 с.
3. Репінський, С.В., Козлов, Л.Г., Паславська, О.В., Мошноріз, 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.
4. 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>.
5. Паславська, О.В., Козлов, Л.Г., Репінський, С.В. Математична модель гальмівного клапана в мехатронному гідроприводі маніпулятора з частотно-керуванням електродвигуном [Електронний ресурс]. Матеріали науково-технічної конференції підрозділів ВНТУ, Вінниця, 10–12 березня 2021 р. Електрон. текст. дані. 2021. Режим доступу: <https://conferences.vntu.edu.ua/index.php/all-fmt/all-fmt-2021/paper/view/12253>.

УДК 621.8

**Воронін, С.В., д-р. техн. наук,
Полетасв, В.В.**
Український державний університет
залізничного транспорту

ШЛЯХИ ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ГІДРОДИНАМІЧНИХ ПРИВОДІВ КОЛІЙНИХ ТА БУДІВЕЛЬНИХ МАШИН

Гідродинамічні силові приводи або передачі набули широкого розповсюдження в трансмісіях та рідше приводах робочого обладнання будівельних, колійних машин, а також рухомого складу залізниць. Такі приводи як гідромуфти та гідротрансформатори мають низку принципівих недоліків, наприклад, високе тепловиділення та інші, тому потребують удосконалення конструкції. Проведеним аналізом були встановлені наступні напрямки підвищення показників гідродинамічних передач:

1. Підвищення енергоємності гідродинамічних передач можливе за рахунок:

– використання робочих рідин з великою густиною ρ . Крутий момент, який може передавати гідродинамічний привод, має пряму лінійну залежність від ρ [1];

– використання робочих рідин з якомога меншою в'язкістю ν , що призводить до зменшення втрат на тертя упродовж циркуляції робочої рідини при роботі, підвищення ККД передачі, меншого нагріву і, як наслідок, можливості використання більш компактних передач для заданої потужності й швидкості обертання;

– підвищення здатності тепловідведення та теплоємності рідини спрямоване на підтримання роботи в заданому температурному режимі (без перегріву) за рахунок властивостей робочої рідини, конструкції та матеріалів основних вузлів гідродинамічних приводів, наявності охолоджуючого контуру;

– оптимізації геометрії проточної частини, зменшення товщини лопаток робочих коліс та шорсткості поверхонь проточної частини.

2. Підвищення надійності гідродинамічних передач можливе за рахунок:

– зменшення теплової напруженості при роботі шляхом операцій, які перелічені у пунктах 1.2, 1.3, 1.4;

– використання робочих рідин з високими антикорозійними, антифрикційними властивостями для запобігання виходу з ладу елементів передач;

– спрощення конструкції гідродинамічних систем та зменшення масогабаритних параметрів частин, які обертаються для зниження динамічних навантажень;

– використання робочих рідин з високою температурою кипіння та низьким тиском насиченої пари, що надважливо для гідромуфт із замкненим контуром для запобігання додаткового навантаження на корпус. При цьому перевага повинна віддаватися рідинам з високою температурою спалаху, ще краще негорючим, нетоксичним та екологічно безпечним.

3. Розробка нових функцій гідродинамічних передач, комбінування з іншими видами передач. Наприклад, блокування робочих коліс, що дозволяє:

– використовувати привод на низьких швидкостях обертання, якщо це необхідно, маневрові й технологічні операції, технічне обслуговування. Крутний момент гідродинамічних передач залежить від швидкості обертання у другому ступені: $M \sim n_2$, тому експлуатація більшості таких гідроприводів неможлива або надто ускладнена та має дуже малий ККД, при падінні швидкості обертання ведучого вала нижче 50% від номінальної [2];

– довести ККД передачі майже до 100% на стаціонарних режимах, які не вимагають пробуксовки робочих коліс. Зазвичай ці режими становлять 50–90% роботи приводів, тому підвищення ККД навіть на 2–5% дає значну економію, а також знижує теплове навантаження на усі елементи трансмісії.

Блокування робочих коліс упродовж роботи можливе механічним способом [3] або шляхом управління в'язкістю робочої рідини досягається переходом з режиму «гідромуфта» (низька в'язкість, висока циркуляція) в режим «віскомуфта» (висока в'язкість, відсутня, або низька циркуляція). Останній спосіб є малодослідженим, проте

він перспективний у плані розвитку та підвищення ефективності гідродинамічних приводів.

Список використаних джерел:

1. Гавриленко, Б.А., Мінін, В.А., Рождественський, С.Н. Гідравлічний привод. – М.: Машинобудування, 1968. – Стор. 138.

2. Тартаковський, Е.Д., Устенко, О.В., Михалків, С.В. Гідравлічні передачі локомотивів: Навч. посібник. – Харків: УкрДАЗТ, 2011. – Стор.56.

3. Ульяновський, О.З. Шахтні скребкові конвеєри. Конструкція та перспективи. Проектування. Виготовлення. Експлуатація. – Харків: Золоті сторінки, 2012. Стор. 208–210.

УДК 621.22:629.7:681.3

Єременко, Р.О.

Державний університет
«Київський авіаційний інститут»

МОДЕЛЮВАННЯ РОБОТИ ГІДРОПРИВОДА В OPENMODELICA

Проектування приводів систем керування літальних апаратів є актуальною задачею в контексті створення нових апаратів, вдосконалення існуючих систем, а також при реалізації програм імпортозаміщення компонентів.

Різноманітні цифрові інструменти дозволяють проводити моделювання, аналіз та синтез даних систем, з урахуванням специфіки подальшої інтеграції результатів в певну дослідно-виробничу екосистему.

У випадку, коли завдання полягає у відтворенні існуючої моделі з можливістю подальшого її вдосконалення, оптимальним є вибір програмного забезпечення (ПЗ) з відкритим вихідним кодом, що зменшує витрати на ліцензування, дозволяє перевіряти та, за необхідності, адаптувати функції до специфічних потреб.

За умови наявності експериментальних даних у літературних джерелах, початковим етапом створення цифрової імітаційної моделі може бути відтворення рівнянь, котрі описують роботу привода, а також внесення заздалегідь визначених параметрів та коефіцієнтів, з метою верифікації цифрової копії.

Отримавши цифрову модель, котра відповідає попередньо отриманим результатам, доцільним є аналіз припущень та спрощень, котрі були прийняті при створенні оригінальної математичної моделі з метою подальшого уточнення і деталізації.

З цією метою спираючись на математичну модель, розглянуту у [1] і відтворену за допомогою програмного забезпечення Octave/MATLAB, пропонується створення аналогічної імітаційної моделі у програмному пакеті OpenModelica [2]. Перевагами OpenModelica для моделювання роботи привода є відкритий код, орієнтованість на багатодоменне фізичне моделювання систем і наявність вбудованих бібліотек що значно полегшують розробку складних об'єктів.

Таким чином, OpenModelica сприяє розробці довгострокового і багаторівневого проекту з імітаційного моделювання привода системи керування літального апарата.

Відповідно, отримавши результати статичного та динамічного моделювання за відомими параметрами, наступним кроком буде вдосконалення цифрової моделі шляхом впровадження рівнянь, котрі більш точно описують роботу привода та окремих його частин, а також дослідження роботи цифрової моделі при відмінних вхідних параметрах.

Список використаних джерел

1. Єременко, Р.О. Вплив зміни тиску гідравлічної системи на динамічні характеристики гідравлічного привода. Mech. Adv. Technol., т. 8, вип. 2(101), с. 157–163, Чер 2024.

2. OpenModelica. URL: <https://openmodelica.org/> (дата звернення: 21.11.2024).

Секція 4 «Гідропневмоприводи та системи лісової та сільськогосподарської техніки»

УДК 630*377.4:531.6

**Мачуга, О.С., д-р техн. наук,
Бойко, М.М., Саприка, М.О.**
Національний лісотехнічний
університет України

ОБҐРУНТУВАННЯ СИСТЕМНОГО ПІДХОДУ ДО РАЦІОНАЛЬНОГО ВИБОРУ МАШИН ЗАГОТІВЛІ ДЕРЕВИНИ

Метою даного дослідження є обґрунтування типу і параметрів причіпного автопоїзда для конкретних умов філії ДП «Львівське лісове господарство» ДП «Ліси України». Виконано розроблення рекомендацій для застосування автопоїздів в ДП «Львівське ЛГ». Проведено розрахунок вагових, геометричних, тягово-експлуатаційних та техніко-економічних показників роботи автопоїзда та проведено порівняльний аналіз з наявними автопоїздами. Інтегральним ефектом виконуваних досліджень є формування вимог до методики визначення вагово-геометричних параметрів причіпних автопоїздів–сортиментовозів.

Ключові слова: сортиментовози, лісозаготівля, пакет сортиментів, компонування причіпного автопоїзда, вантажність автопотяга, обґрунтування, порівняльна характеристика.

Вибір параметрів причіпного автопоїзда на стадії ескізного компонування доцільно здійснюється за допомогою методу вагових і геометричних аналогій. Для цього на підставі аналізу технічних характеристик наявних вітчизняних та зарубіжних машин-аналогів будуються графіки, що відтворюють взаємозв'язок головних параметрів машини заданого типу. Для знаходження функційного зв'язку між головними енергетичними, геометричними і ваговими параметрами цих агрегатів виконується регресійний аналіз і отримується степенева залежність, яка найточніше характеризує тісноту статистичного зв'язку між цими параметрами.

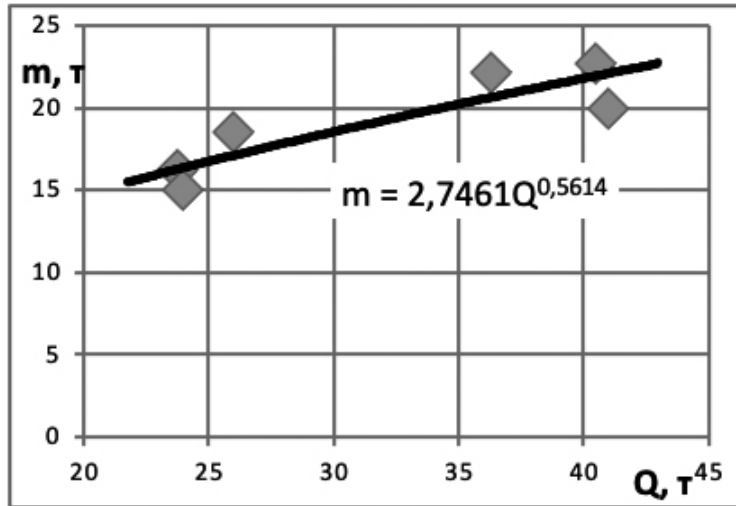


Рисунок 1 – Залежність власної маси m від номінальної вантажності Q

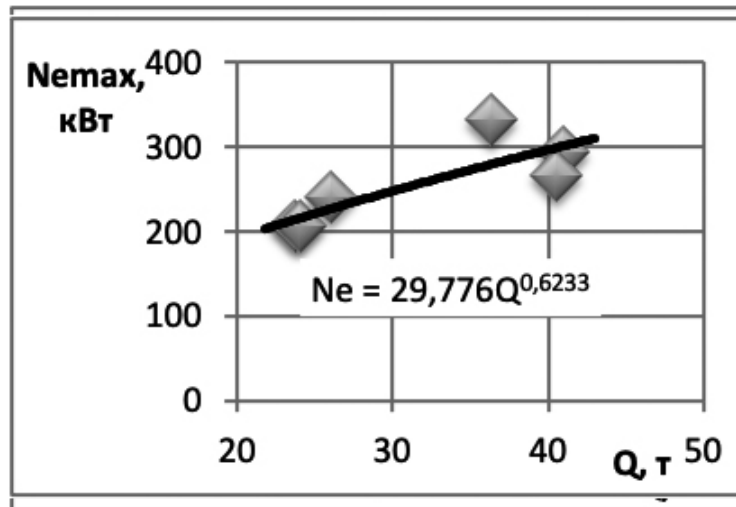


Рисунок 2 – Залежність потужності від номінальної вантажності Q

Таким чином за допомогою методу вагових і геометричних аналогій, отримуємо залежності, за допомогою яких визначаються значення бази, колії, довжини, ширини, висоти та інших розмірів причіпного автопоїзда, які апроксимують отримані ці залежності.

Досконалість конструкції лісовозних автопоїздів і їх відповідність умовам експлуатації оцінюється з допомогою експлуатаційних показників, таких як тягова динамічність, гальмівні властивості, прохідність, маневровість, стійкість, плавність ходу, паливна економічність.

Питома потужність

$$N_{\text{пит}} = \frac{N_{\text{emax}}}{m}, \quad (1)$$

де N_{emax} – максимальна потужність двигуна, кВт; m – повна маса автопоїзда, тон.

Коефіцієнт питомої вантажності:

$$\lambda_B = \frac{Q}{G}, \quad (2)$$

де Q – вага вантажу, H ; G – власна вага автопоїзда, H .

Середній тиск колеса на опорну поверхню дороги

$$TP = \frac{G_k}{r \cdot b}, \quad (3)$$

де G_k – навантаження на колесо, H ; r – радіус колеса, m ; b – ширина колеса, m .

Розрахунок питомих показників причіпних автопоїздів в таблиці 1.

Таблиця 1 – Питомі показники автопоїздів

Марки автопоїздів	$N_{\text{пит}}$, кВт/т	λ_B	ТП, кг/см ²
УРАЛ-63685, МАЗ-892620-010	4,8033	2,05	1,5635
МАЗ-6303А5-340, МАЗ-837810-020	5,4157	1,4054	1,5539
КамАЗ-65115, Т-8301	5,15	1,4615	1,3968
IVECO-ATM633920, Т-8302	5,6752	1,6387	1,8326
КрАЗ М19,2R, 8343-000023-31	6,2089	1,7866	1,8067
КамАЗ-65111-1990, 600840	5,2753	1,5947	1,3636

На підставі розробленої розрахункової моделі та комп'ютерних програм виконано обчислювальний експеримент. За результатами отриманих даних для умов філії ДП «Львівське ЛГ» пропонується причіпний автопоїзд у складі тягача марки КрАЗ М19.2R та тривісного причепа марки 8343-000023-31.

На підставі розрахунків порівняльної оцінки питомих та експлуатаційних показників роботи автопоїздів підтверджено відповідність вибраного причіпного автопоїзда та його перевагу у порівнянні з серійними автопоїздами.

Список використаних джерел:

1. Библик, Н.І., Герис, М.І., Бойко, М.М. Загальне компонування лісотранспортних засобів. Методичні вказівки. Львів: УкрДЛТУ, 2002. – 74 с.

УДК 621.941-229.3:531.133

Мачуга, О.С., д-р техн. наук,
Шалапай, В.В.
Національний лісотехнічний
університет України

ЕНЕРГЕТИЧНІ ПОКАЗНИКИ У СТИСНЕНОМУ ГІДРОЦИЛІНДРІ ЗА ВІДСУТНОСТІ ПОДАЧІ РІДИНИ

Стиснений гідроциліндр є основним елементом багатьох гідравлічних систем, що використовуються в промисловості, будівництві та транспорті. Основна функція гідроциліндра – перетворювати енергію рідини під тиском у механічну роботу, забезпечуючи переміщення штока або інших робочих органів. Проте в деяких ситуаціях відбувається припинення подачі рідини в систему, і це суттєво впливає на енергетичні показники гідроциліндра. У роботі розглянемо особливості роботи та енергетичні параметри гідроциліндра за відсутності подачі рідини.

Коли подача рідини в гідроциліндр припиняється, у системі може відбуватися низка процесів, що змінюють енергетичні показники. Якщо у системі встановлені зворотні клапани або інші засоби, що запобігають витoku рідини, у гідроциліндрі зберігається тиск. Це дозволяє гідроциліндру утримувати шток у певному положенні навіть за відсутності подачі рідини. Проте енергія з часом може втрачатися через мікропросочування рідини або тертя.

Припинення подачі рідини знижує ККД системи, оскільки немає підживлення новими порціями робочої рідини. Це призводить до втрат у роботі і до зменшення тиску в гідросистемі. За відсутності подачі рідини у системі відбуваються динамічні процеси, пов'язані з розрядженням рідини, витіканням або розширенням газоподібних домішок у рідині. Це може призвести до зниження ефективної сили штока гідроциліндра.

Щоб краще зрозуміти поведінку гідроциліндра в умовах відсутності подачі рідини, можна використовувати математичні моделі, що включають рівняння руху штока, тиск у робочих камерах і втрати енергії. Рідина в робочій порожнині гідроциліндра є стисненою внаслідок дії сили F , тому ця рідина накопичує потенційну енергію стиску E_p [2]:

$$E_p = \frac{1}{2} \int_{\pi c} p \varepsilon dV = -\frac{1}{2} E \frac{\Delta l^2}{l} \frac{\pi D^2}{4} - F \Delta l, \quad (1)$$

де $\varepsilon = p/E$ – деформація стиску рідини, E – модуль пружності рідини, dV – диференціальний елемент об'єму WC .

Внаслідок переміщення поршня на величину Δx під дією сили F , зменшення потенційної енергії рідини набуде вигляду [1]:

$$\Delta E_p = \frac{2}{\pi D^2} \cdot \frac{F^2}{E} (1 - k_r^2) \Delta x \quad (2)$$

Дія сили F спричиняє протікання рідини через ущільнювач; потужність утвореного таким чином потоку рідини $N_L = p \cdot Q_L$ є рівнодіючою втратам енергії E_L :

$$E_L = p \cdot \Delta Q \cdot \Delta t = p \frac{\pi D^2}{4} \Delta x, \quad (3)$$

Тоді за час Δt унаслідок в'язкісного тертя відповідна частина механічної енергії перетворюється у теплову енергію:

$$E_\mu = \frac{3}{4} \mu v_{\Delta Q}^2 \frac{D^3}{H^3} \pi l \Delta t \quad (4)$$

Зношення частинок ущільнювача може відбуватись унаслідок взаємного руху ущільненого поршня та внутрішньої поверхні корпусу циліндра. Розглянемо випадок абразивного зношення, яке на думку [4] є найбільш енергозатратним серед інших можливих видів зношування. Нехай під час зміщення поршня на величину Δx , товщина ущільнювача

внаслідок зносу зменшується на величину ΔH . Для забезпечення такого процесу необхідно витратити енергію E_w :

$$\dot{A}_w = \chi V_w, \quad (5)$$

Сили механічного тертя, що виникають під час взаємного руху ущільненого поршня з ущільнювачем відносно корпусу гідроциліндра, трансформують частину механічної енергії в теплову енергію:

$$\dot{A}_{FR} = \int_{S_{FR}} \tau ds \Delta x \quad (6)$$

Кінетичну енергію потоку рідини через нещільність E_k долучимо до енергетичних чинників розглядуваного процесу. Формування цієї енергії поглинає частину енергетичного ресурсу розглядуваної механічної системи, а в подальшому, через потрапляння цього потоку в заповнену рідиною штокову порожнину, енергія трансформується у теплову [3].

$$E_k = \rho g \int_{\Omega} \frac{v_{\Delta Q}^f{}^2}{2g} d\Omega = \rho \frac{\pi D^3 l}{32H} v_{\Delta Q}^p{}^2 \quad (7)$$

За відсутності подачі рідини в гідроциліндр зменшується ефективність його роботи, відбуваються втрати енергії через мікропросочування та зміну динамічних процесів у системі. Енергетичні показники знижуються, а поведінка гідроциліндра залежить від конструктивних особливостей системи та наявності захисних елементів, що запобігають втратам тиску.

Список використаних джерел

1. Мачуга, О.С. Розвиток наукових засад енергетичного підходу у вирішенні проблем взаємодії машин із виробничим середовищем, дис. доктора наук, Львів, УНФУ, 2019.
2. Мачуга, О.С., Яхно, О.М. До питання оцінки ресурсу гідроприводів машин рухомих ущільнень // Барановська, Т.П. (Ред.), Гідро- та пневмоприводи машин – сучасні досягнення та застосування, Вінниця, 2016, С. 18–20.
3. Яхно, О.М. та ін. Основи гідродинамічної теорії змашування, Видавництво НТМТ, Харків, 2015.
4. Kragelsky, I.V., Alisin, I.V. Friction wear lubrication, Pergamon press, 1982.

МОДЕЛЮВАННЯ ФОРМ ВТРАТИ СТІЙКОСТІ ЛІСОВОЇ МАШИНИ З МАНІПУЛЯТОРОМ НА УХИЛІ ЗА НЕСТАЦІОНАРНИХ НАВАНТАЖЕНЬ

Метою роботи є класифікація небезпечних з огляду на втрату стійкості нестационарних навантажень лісової машини з маніпулятором, будовання відповідних математичних моделей та розрахункових схем.

Окрім попередньо розглянутих стаціонарних та нестационарних навантажень лісової машини, яка працює на ухилі [1], пропонується розглядати додаткові інерційні навантаження, спричинені нестационарними процесами взаємодії робочого органу машини із стовбуром дерева та опорною поверхнею руху.

Харвестер (форвардер) починає підіймати стовбур, сила підймання збільшується від нуля до максимального значення упродовж малого проміжку часу. Це спричиняє імпульсне навантаження головки харвестера з напрямком імпульсу вниз.

Харвестер відрізує стовбур дерева від пня. Накопичена підвіскою пружна енергія раптово вивільняється та надає стрілі імпульс з напрямком дії вертикально вверх (рисунки 1, 2).

Першим етапом взаємодії лісової машини з деревом є процес затискання стовбура маніпулятором та накопичення зусилля за рахунок нагнітання тиску у гідроциліндрі, який відповідає за підняття маніпулятора.

Цей процес є натягом стовбура, який необхідний для запобігання затискання пилки стовбуром протягом процесу різання. Натяг спричиняє утворення сили, що спрямована вертикально до низу, прикладеної в точці контакту деревини та робочого органу. Енергія, яку акумулює гідроциліндр накопичується в ресорах. У момент пружної деформації ресор харвестер «просідає».

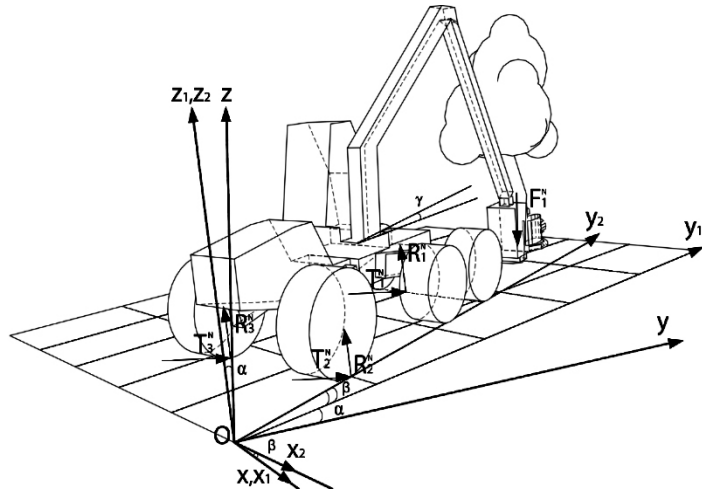


Рисунок 1 – Натяг

Максимально можливе навантаження залежить від потужності гідравлічної системи та відстані до стовбура. Дане навантаження F_1^N є добутком маси харвестера $m_{\text{хар}}$, на швидкість переміщення центру маси харвестера $v_{\text{ц}}$ (1).

$$F_1^N = m_{\text{хар}} v_{\text{ц}} \quad (1)$$

Навантаження від натягу призводить до перерозподіленню опорних реакцій, слід записати рівняння рівноваги для визначення впливу навантаження на загальну стійкість (2).

$$\begin{cases} R_1^N + R_2^N + R_3^N = 0; \\ R_1^N \cdot a + F_2^N \cdot (L_1 + L_2 + a) \cdot \cos \alpha \cos \gamma = 0; \\ (-R_3^N + R_2^N) \cdot b / 2 + F_2^N \cdot (L_1 + L_2 + a) \cdot \cos \alpha \sin \gamma = 0. \end{cases} \quad (2)$$

Наступним етапом взаємодії є процес відділення стовбура від пня. В цей момент накопичена енергія під час натягу імпульсно вивільняється та підіймає деревину до гори. Накопичена енергія має бути достатньою, щоб переважити силу від ваги стовбуру (3).

$$F_2^N = F_1^N - G_a. \quad (3)$$

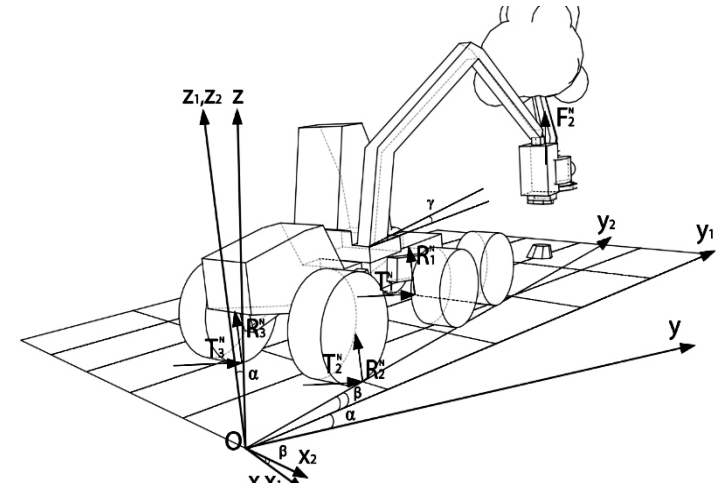


Рисунок 2 – Відділення стовбура від пня

Виникнення навантаження призводить до перерозподілу реакцій та може стати причиною відривання передньої осі від опорної поверхні, що є умовою втрати стійкості.

Сила F_2^N є паразитною, тому слід намагатися зменшувати її шляхом підбору сили натягу, яка є максимально близькою та більшою за силу G_d . Аналогічно з силою від натягу необхідно виконати розрахунки для розуміння впливу сили F_2^N на стійкість (4).

Використання рівнянь (3, 4) в методиці розкриття статичної невизначеності [1] можливо встановити максимальні величини динамічних реакцій.

$$\begin{cases} R_1^N + R_2^N + R_3^N = 0; \\ R_1^N \cdot a + F_2^N \cdot (L_1 + L_2 + a) \cdot \cos \alpha \cos \gamma = 0; \\ (-R_3^N + R_2^N) \cdot b / 2 + F_2^N \cdot (L_1 + L_2 + a) \cdot \cos \alpha \sin \gamma = 0. \end{cases} \quad (4)$$

Список використаних джерел :

1. Луста, Ю. Систематизація та аналіз ризиків у процесі використання навісного обладнання з гідравлічним приводом // XXIII МНТК АС ПГП, Київ, 15–16 грудня 2022 р. С. 187–190.

Онишко, П.Р.,
Шевченко, Н.В., канд. техн. наук
Національний лісотехнічний
університет України

ОГЛЯД ТА ВИБІР СУЧАСНИХ КОНСТРУКЦІЙ ПІДВІСОК ДЛЯ ПОЛІПШЕННЯ ПОКАЗНИКІВ ПЛАВНОСТІ РУХУ ЛІСОВОЗНИХ АВТОМОБІЛІВ

Дослідження свідчать, що на нерівних дорогах середня швидкість руху падає на 35–40%, витрата палива збільшується на 50–70 %, міжремонтний інтервал зменшується на 35–40%. При цьому продуктивність автомобільного транспорту знижується на 32–36%, а вартість поїздки зростає на 50–60% [2]. Для зменшення цих втрат, а також під час вибору та подальшої експлуатації автотранспортного засобу, необхідно враховувати особливості та можливості конструкції підвіски.

Підвіска автомобіля призначена для зменшення динамічних навантажень під час руху дорогами з нерівностями та забезпечує передачу всіх сил і моментів, що діють між колесами і кузовом. Для ефективної роботи лісовозного автомобіля потрібно, щоб жорсткість підвіски змінювалася: ставала м'якшою – на проблемній дорозі і більш жорсткою, щоб було легше керувати автомобілем на хорошій дорозі.

У найпростішому варіанті цього можна досягти, встановивши амортизатори зі змінною характеристикою демпфування. Є й інший варіант, який іноді застосовується в автомобілях, в амортизатори заправляють не масло, а магніторезистивну рідиною, яка змінює в'язкість під впливом магнітного поля. У теорії, це дає більшу швидкодію, але менший діапазон регулювання.

Проте, амортизатори впливають на жорсткість підвіски не надто сильно. Наприклад, усунути крен, відповідно, поліпшити стійкість при тривалих швидких поворотах їм не під силу. Для боротьби з креном існують активні стабілізатори поперечної стійкості, які зроблені з двох половинок, з'єднаних між собою гідравлічним механізмом.

Активні підвіски – це інноваційні системи, які значно покращують характеристики руху транспортних засобів, зокрема, плавність руху,

керованість та стійкість. Для лісового транспорту, що працює в складних умовах бездоріжжя, такі системи є особливо актуальними.

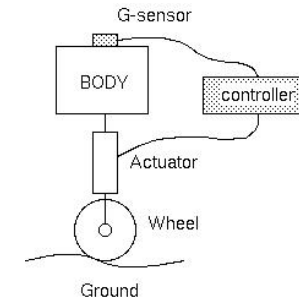


Рисунок 1 – Структурна схема активної підвіски

Активні підвіски, використовуючи певний тип привода, піднімають і опускають шасі незалежно на кожному колесі з врахуванням багатьох факторів, що впливають з якості дорожнього покриття, орієнтації кузова автомобіля у просторі, швидкості й прискорень руху та налаштувань системи керування підвіскою з боку водія. Адаптивні підвіски (напівактивні підвіски) лише змінюють ступінь демпфування амортизатора, щоб відповідати змінному стану дорожнього покриття чи динаміці руху.

Активна підвіска включає в себе: гідравлічні, пневматичні та гідропневматичні системи.



Рисунок 2 – Активні підвіски: гідропневматичні, гідравлічні, пневматичні

Гідравлічна підвіска забезпечує регулювання рівня кузова відносно дороги та дозволяє адаптуватися до мінливих умов навантаження при русі завдяки застосування гідравлічних пружних елементів. Вона гарантує комфорт, стабільність і безпеку транспортного засобу під час руху. Від звичайних амортизаторів гідравлічна підвіска відрізняються

тим, що елементи заповнені спеціальним маслом. Також на кожній деталі є кулясті гідроакумулятори.

Гідропневматична підвіска використовує гідропневматичний пружний елемент, який дозволяє змінювати жорсткість і висоту кузова в залежності від умов руху і вибору водія. Роботу підвіски забезпечує гідравлічний привод високого тиску, а керування гідросистемою ведеться з допомогою електромагнітних клапанів.

У пневматичній підвісці використовується пневматичний пружний елемент, що забезпечує регулювання висоти кузова від-носно поверхні дороги. Тиск в пневматичних пружних елементах створюється за допомогою пневмостанції, що включає електродвигун з компресором. Для зміни жорсткості підвіски використовуються амортизатори з регульованим ступенем демпфування.

Активна підвіска з регульованими пружними елементами є універсальнішою, адже вона дозволяє підтримувати певну висоту кузова та жорсткість підвіски. З іншого боку, така підвіска має складнішу конструкцію, тому і вартість її набагато вища.

У гідропідвісці замість амортизаторів використовуються гідростійки або гідропідйомники з великим робочим ходом. Гідравлічна підвіска застосовується не тільки у звичайних автомобілях для комфорту пасажирів а й для спеціальної техніки: вантажівок, лісовозів, сільськогосподарської техніки, автобусів, платформ для перевезень.

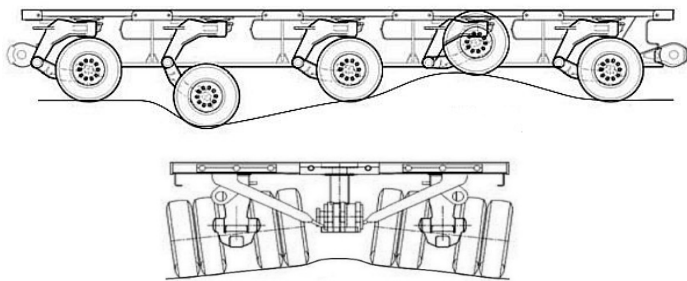


Рисунок 3 – Приклади компенсації поверхні у поздовжній і поперечній площинах

Використання активних підвісок на лісотранспортних машинах зменшує негативний вплив на довкілля: знижується тиск на ґрунт, що зменшує його ущільнення і сприяє збереженню екосистеми. Гідравлічна підвіска відрізняється довговічністю. Також така підвіска забезпечує найкращу плавність ходу при будь-яких умовах.

Та незважаючи на значний потенціал, використання активних підвісок пов'язане з деякими обмеженнями: висока вартість, складність конструкції, потребують наявності спеціалізованих сервісних центрів. Незважаючи на ці обмеження, активні підвіски мають великі перспективи розвитку. З розвитком технологій їх вартість поступово знижуватиметься, а надійність зростатиме. В майбутньому активні підвіски стануть невід'ємною частиною сучасних лісотранспортних машин.

Отже, покращення плавності руху лісовозного автомобіля є комплексним завданням. Застосування активної підвіски є перспективним напрямком розвитку лісового транспорту: вона дозволяє значно покращити характеристики руху, підвищити продуктивність та знизити витрати на експлуатацію. З розвитком технологій та збільшенням обсягів виробництва, ціна на активні підвіски буде знижуватися, що зробить їх доступнішими для широкого кола споживачів.

Список використаних джерел

1. Библюк, Н.І. Лісотранспортні засоби: конструкція і розрахунок. Частина 1. Загальне компонування. Спеціальне обладнання. Навчальний посібник / [Библюк, Н.І., Герис, М.І., Бойко, М.М., Щупак, А.Л., Шевченко, Н.] – Львів: РВВ НЛТУ України, 2014. – 400 с.
2. <https://wiki.tntu.edu.ua>
3. <https://bioresurs.in.ua/ua/bochki-dlya-dobriv/pidviska.html>

Шевченко, Н.В., канд. техн. наук,
Бляшинець, Ю.І.
Національний лісотехнічний
університет України

СИСТЕМИ ЗАХИСТУ ВІД ПЕРЕКИДАННЯ. ПЕРСПЕКТИВИ ЗАСТОСУВАННЯ У ЛІСОТРАНСПОРТНІЙ ТЕХНІЦІ

Стійкість лісотransпортних машин забезпечується здатністю машини зберігати стабільність протягом руху на складних поверхнях і при різких змінах умов руху [2]. Це особливо важливо при перехідних режимах, таких як рух крутими схилами (підйомами); проїзд нерівними дорогами; швидка зміна напрямку або кута нахилу під час руху.

Основні проблеми стійкості включають [3,4]: перекидання на схилах упродовж руху під великим кутом, особливо з навантаженням, коли існує високий ризик втрати стійкості; нерівномірний розподіл навантаження – під час руху на нерівних поверхнях виникає проблема нерівномірного розподілу навантаження між колесами; втрати контролю при маневруванні, упродовж різких маневрів або при зміні напрямку руху на нерівній поверхні виникає ризик ковзання або втрати контролю.

Основними технологіями, що використовуються для захисту від перекидання є:

- електронний контроль стійкості з використанням датчиків для визначення кута повороту керма та швидкості автомобіля;
- система попередження про ризик перекидання, яка також використовує гіроскопічні датчі для вимірювання кута нахилу автомобіля та швидкості цього нахилу;
- використання адаптивної підвіски з активними амортизаторами, які можуть змінювати свої характеристики в режимі реального часу в залежності від дорожніх умов і завантаженості;
- спеціалізовані конструкції кузова (наприклад, система захисту від перекидання (ROPS));

- електронна гальмівна система, що має поліпшену систему стабілізації транспортного засобу для запобігання перекидання.

Адаптивна підвіска має складну систему стійок амортизаторів і датчиків, сполучених з бортовим комп'ютером. Така підвіска адаптується до дорожніх умов, змінюючи жорсткість і кліренс.

Перекидання лісовоза може відбуватись у поздовжній або в поперечній вертикальних площинах, тому відповідно до цього й розраховують поздовжню та поперечну стійкість. Для теоретичних розрахунків поперечної стійкості лісотransпортних машин можна використати розрахункову схему, наведену на рисунку 1.

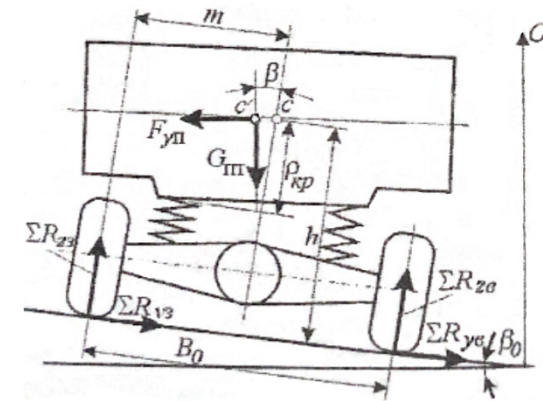


Рисунок 1 – Схема поперечних сил і бокових реакцій, які діють на машину упродовж руху на віражі

Умову стійкості, за якої виникає бокове ковзання коліс, для машини як жорсткого тіла (без урахування крену внаслідок деформації пружних елементів) можна знайти, скориставшись рівнянням рівноваги поперечних сил і реакцій дороги [1]:

$$F_y \cos \beta - G_m \sin \beta = \sum R_y,$$

де $\sum R_y = \sum R_{y2} + \sum R_{y3}$ – сума проекцій на поперечну вісь реакцій, які діють на колеса.

Оскільки $F_y = m_T v^2 / R$, то критичну за боковим ковзанням швидкість знайдемо за формулами:

$$v_{крф} = 3,13 \sqrt{\frac{\varphi_y + t\beta}{1 - \varphi_y t\beta}} R \approx 3,13 \sqrt{\frac{\varphi_y + \beta}{1 - \varphi_y \beta}} R.$$

Умовою бокового ковзання коліс переднього і заднього мостів є нерівності:

$$R_{Y1} \geq R_{Z1} \varphi_{Y1}; R_{Y2} \geq R_{Z2} \varphi_{Y2}.$$

Коли реакції внутрішніх коліс обох мостів дорівнюють нулеві, то це є умовою стійкості, за якої відбувається бокове перевертання.

Упродовж руху на виражі це рівняння запишемо так

$$(F_y \cos \beta - G_m \sin \beta) h = (G_m \cos \beta - F_y \sin \beta) m.$$

Втрата стійкості за перевертанням більш небезпечна, ніж за боковим ковзанням. Тому машини намагаються спроектувати так, щоб $v_{крф} < v_{крп}$.

Упродовж вивчення стійкості руху автомобіля встановлено, що бокове пришвидшення, за якого починається перевертання в коловому русі, дорівнює коефіцієнтові поперечної стійкості, тобто $\eta = j_y / g$.

З урахуванням цієї умови після перетворень отримуємо остаточний вираз для коефіцієнта поперечної стійкості з урахуванням бокового крену підресореної маси

$$\eta_{nc} = B / (2h + 2 \frac{m_{пт}}{m_{вт}} \cdot \frac{\rho_{кр}^2}{c\beta / (g m_{пт}) - \rho_{кр}}).$$

В умовах експлуатації η_{nc} не є постійним, оскільки h залежить від ступеня завантаження і виду вантажу. Значення η_{nc} переважно наводять для навантаженої машини і для повного її навантаження рівномірно розміщеним вантажем, найбільш характерним для цього типу машини. Значення η_{nc} вантажних автомобілів для $\beta_0 = 29-40$ становить 0,55–0,8. [1].

Перспективною, для забезпечення теоретично розрахованих показників стійкості, може бути реалізація наступних технічних змін в конструкції лісотранспортної техніки, зокрема:

– інтеграції гідравлічних або електромеханічних систем для активного керування підвіскою.

– встановлення давачів кута нахилу та навантаження для контролю стійкості машини в реальному часі.

– використання програмного забезпечення для моніторингу та аналізу даних для запобігання критичним ситуаціям.

Запропоновані заходи для покращення стійкості лісотранспортних машин зменшать ризик аварійних ситуацій і зупинок машини, підвищать ефективність транспортування деревини в складних умовах у лісових масивах та загалом покращать комфорт оператора і зменшать втому протягом тривалої роботи.

Підвищення стійкості в перехідних режимах роботи лісових транспортних засобів є важливим напрямком підвищення ефективності та безпеки експлуатації. Використання адаптивної підвіски, систем активної стабілізації кузова та захисту від перекидання значно знижує ризик перекидання, покращує стійкість на схилах і нерівних поверхнях, а також забезпечує ефективне водіння навіть у складних умовах. Подальші дослідження спрямовані на інтеграцію цих систем у конструкцію машини та їх тестування в реальних умовах роботи у лісових господарствах України.

Список використаних джерел

1. Библиук, Н.І., Герис, М.І., Бойко, М.М., Щупак, А.Л., Шевченко Н.В. Лісотранспортні засоби: конструкція і розрахунок. Частина 1. Загальне компонування. Спеціальне обладнання / Н.І. Библиук, М.І. Герис, М.М. Бойко, А.Л. Щупак, Н.В. Шевченко / за ред. д-ра техн. наук, проф. Н.І. Библиука. – Львів : РВВ НЛТУ України, 2014. – 400 с.
2. Библиук Н.І. Лісотранспортні засоби: теорія. – Львів : Вид. дім “Панорама”, 2004. – 253 с.
3. Heinimann, H.R. (1999). Ground-based Harvesting Technologies for Steep Slopes. – Journal of Forest Engineering, 10(2).
4. Lindroos, O., & Wästerlund, I. (2015). Efficiency of Off-Road Transport Machines in Swedish Forestry – International Journal of Forest Engineering, 26(3).

СИСТЕМА АВТОМАТИЧНОЇ КОРЕКЦІЇ РУХУ КУЛЬТИВАТОРА ДЛЯ МІЖРЯДНОГО ОБРОБІТКУ ҐРУНТУ

Традиційний метод обробітку ґрунту культиваторами знову стає актуальним завдяки появі сучасних технологій, які значно підвищують його ефективність. Однією з таких технологій є система автоматичного ведення культиваторів по траєкторії рядків типу CultiCam чи IC-Light. Завдяки використанню камер і датчиків, система дозволяє культиватору точно слідувати по рядках рослин, незалежно від умов освітлення та рельєфу поля. Це значно підвищує продуктивність праці, зменшує ризик пошкодження культурних рослин і дозволяє проводити обробку в нічний час доби, а також кратно зменшує навантаження на оператора. Поперечні зміщення культиватора відносно його напрямку руху здійснюються за допомогою гідроприводів, якими автоматично керує електронна система, вхідними сигналами якої є інформація з камер та датчиків.

Доцільним є модернізація вітчизняних культиваторів для міжрядного обробітку просапних культур такими системами. Вихідними параметрами для розрахунку гідропривода такого культиватора є наступні: зусилля поперечного зміщення $F = 50000 \text{ Н}$; час виконання операції $t = 2 \text{ с}$.; величина поперечного зміщення культиватора відносно осі рядка ліворуч і праворуч $L = 0,2 \text{ м}$. Тоді необхідна подача гідравлічного насоса $Q = 30,0 \text{ л/хв.}$; При тиску $P = 16 \text{ МПа}$, діаметр поршня $d_{\text{п}} = 0,08 \text{ м}$; діаметр штока $d_{\text{ш}} = 0,04 \text{ м}$; внутрішній діаметр рукавів високого тиску $d_{\text{в}} = 16 \text{ мм}$.

Як свідчать визначені параметри розрахунку гідропривода, сільськогосподарські трактори потужністю 100–250 к.с. можуть забезпечити умови роботи такої системи.

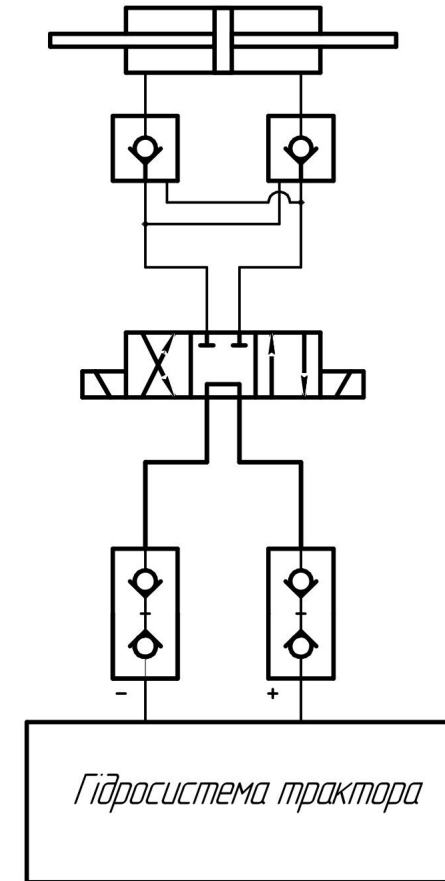


Рисунок 1 – Принципова гідравлічна схема

На рисунку 1 зображено основні елементи необхідні для керування культиватором – це двохштоковий гідроциліндр, гідрозамок, розподільник з електрогідрокеруванням, рукави високого тиску та муфти з'єднання з гідросистемою трактора.

Використання двоштокового гідроциліндра зумовлене тим, що необхідно забезпечити однакові швидкість та зусилля при переміщенні в обох напрямках. Можливо реалізувати на одноштоковому циліндрі,

але це спричинить більш складну систему керування, а саме необхідно буде забезпечити різний тиск і подачу в робочі камери такого гідроциліндра. Гідрозамки необхідні для фіксації положення гідроциліндра, а значить культиватора.

Комбінація традиційної гідравліки і сучасних електронних систем керування відкриває нові можливості для підвищення продуктивності, точності обробітку ґрунту, відкриття нових методів догляду за посівами та багато іншого.

Список використаних джерел

1. Бахур, О., Думич, В. Аналіз конструкцій машини для міжрядного обробітку просапних та овочевих культур. Науково-виробничий журнал «Техніка і технології АПК». №11(74) / листопад / 2015; 8–12 с.
2. Врожайна хірургія. iFarming. URL: <https://ifarming.ua/resursi/vrozhajna-hirurgiya> (дата звернення: 19.11.2024).
3. Сава, А., Хрунь, М. Культиватори майбутнього. Всеукраїнський аграрний журнал «АгроЕліта». №5, 2020 р.
4. Погорілець, О.М., Волянський, М.С., Войтюк, В.Д., Пастушенко С.І. Гідропривод сільськогосподарської техніки: підручник. Київ : Вища освіта, 2004. 368 с.

Секція 5 «Загальні питання гідравліки, пневматики та суміжних галузей»

УДК 621.924.93

Ящук, О.П.

Державний університет
«Київський авіаційний інститут»

ЗАСТОСУВАННЯ ГІДРОАБРАЗИВНИХ ТЕХНОЛОГІЙ ДЛЯ ОБРОБКИ ПОВЕРХОНЬ ДЕТАЛЕЙ НАСОСІВ

У виробництві авіаційних двигунів заготівлі крильчаток і корпусів насосів отримують методом литва. В зв'язку з цим а також те що в конструкції крильчаток насосів є складні робочі поверхні, які часто мають форму вузьких каналів, що робить неможливою механічну обробку. Виникають проблеми отримання точності і шорсткості цих поверхонь, які є істотними чинниками експлуатаційних характеристик насосів.

Ефективність технологічного процесу визначається дисперсністю потоку, його кінетичними, імпульсними, енергетичними характеристиками. Розрахункова оцінка характеристик ведеться за допомогою одновимірної моделі руху часток в потоці. Виведення розрахункових залежностей швидкості рідини і часток від параметрів процесу засноване на законі збереження імпульсу системи «рідина-частинка». Враховується тільки динамічна складова сили дії рідини на частки. Коефіцієнт опору знаходиться з використанням модифікованого закону Стоксу. При взаємному впливі швидкість часток росте, швидкість рідини падає.

Статистичні дослідження шорсткості робочих каналів крильчаток насосів засвідчують, що міжлопатковий простір крильчаток насосів необхідно піддавати додатковій обробці з метою зменшення шорсткості поверхні.

Конструктивна особливість крильчаток (робочих коліс) і направляючих апаратів насосів призводить до необхідності використання струминної гідроабразивної обробки криволінійних поверхонь.

При обробці поверхонь виникла ціла низка проблем, які пов'язані з конструкцією.

В процесі обробки були випадки нерівномірного знімання металу у основи корита лопаток. Причиною цього було занадто тривалий час обробки. Для протидії цьому явищу слід обробляти поверхню за допомогою струминного апарату малого діаметру (5 мм) з напрямом струменя в самий кут каналу. При цьому великі нерівності на виході помітно згладжуються.

Другим дефектом є нерівномірність обробки спинки і корита лопаток при їх ширині більше 8–12 мм. Для того, щоб обробити рівномірно усю ширину таких лопаток, струминні апарати 6–8 мм необхідно зміщувати по висоті так, щоб верхня і нижня частини ширини лопаток оброблялися різними струминними апаратами. При ширині лопаток більше 15–18 мм апарати слід встановлювати в три ряди по висоті.

Третім дефектом є поява дрібних брижів глибиною 0,2–0,3 мм, площею 12–16 мм² на спинці лопаток при надмірно тривалій обробці і застоюванні дрібнозернистого абразивного матеріалу.

Для отримання ефективної обробки різних робочих коліс необхідно наладку струминних апаратів на кожен окремий тип роботи відповідно.

З результату дослідів були зроблені наступні висновки:

- 1) напрям апаратів до оброблюваних поверхонь повинен бути в межах 5–70° ;
- 2) не допускається наявність зустрічних струменів від верхніх і бічних соплових апаратів в одному каналі;
- 3) при значних розмірах коліс і необхідності обробки вхідних кромок встановлюються верхні струминні апарати;
- 4) відстань між струминним апаратом і оброблюваною поверхнею має бути в межах 10–150 мм;
- 5) тривалість струминної обробки слід призначати, керуючись даними пробних обробок для кожної серії коліс з урахуванням стану відливань і необхідного значення шорсткості поверхні.

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.
3. Саленко, О.Ф. Дослідження перехідного процесу формування гідроабразивного струменя, використовуваного для перфорації / Саленко, О.Ф., Мана, О.М., Коваль, Є.С., Павлюченко, Ю.О. // 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.
5. Пристрій для гідроабразивного очищення поверхонь. Пат. 45475 України, МПК В24С 5/00. Бюл. № 21 / Бочаров, В.П., Бадах В.М., Белятинський, А.О., Кужель, Н. В. – 2009 р.

Бадах В.М., канд. техн. наук
Державний університет
«Київський авіаційний інститут»
Скиба, В.В., д-р. мед. наук
ПВНЗ «Київський медичний університет»,
Рибальченко, В.Ф., д-р. мед. наук
Національний університет охорони здоров'я
України імені П.Л. Шупика,
Лисиця, В.В.
ПВНЗ «Київський медичний університет»

РЕЗУЛЬТАТИ ВИКОРИСТАННЯ ГІДРОСТРУМЕНЕВОГО СКАЛЬПЕЛЯ ПРИ ХІРУРГІЧНОМУ ЛІКУВАННІ СПАЙКОВОЇ НЕПРОХІДНОСТІ КИШЕЧНИКА У ХВОРИХ

Невідкладна хірургія захворювань органів черевної порожнини, зважаючи на свою розповсюдженість, фінансові витрати на лікування та реабілітацію хворих, а головне, беручи до уваги високий рівень летальності та кількість післяопераційних ускладнень, залишається актуальною проблемою в сучасній медицині [1, 2].

Післяопераційні інтраабдомінальні спайки утворюються у 63–97% пацієнтів, але у від 17 до 20% випадків призводять до розвитку ускладнень. Найбільше клінічне значення має післяопераційна спайкова непрохідність кишечника, яка портебує повторних операцій [1, 2, 4].

В хірургії використовуються різні методи, методики та інструменти для розділення тканин в тому числі і інтраабдомінальних спайок. На сьогодні гідроструменевий скальпель за своїми характеристиками має ряд переваг [3, 4, 5].

Мета роботи – представити власний досвід використання гідроструменевого скальпеля для розділення спайок при спайковій непрохідності кишечника у хворих.

В клінічних хірургічних відділеннях кафедри хірургічних хвороб №1 ПВНЗ «Київський медичний університет», на базі КНП Київська

міська клінічна лікарня №1 з 2006 по 2019 роки знаходилось на хірургічному лікуванні з 314 хворих. Вік хворих складав від 18 до 87 років. Для діагностики спайкової непрохідності кишечника використовували в повному обсязі сучасні методи візуалізації недуги.

У результаті дослідження усі хворі, що були включені в дослідження, потребували оперативного лікування. Хворі розділили на дві групи: контрольна з 2006–2012 роки включала 163 пацієнта (51,91%) та досліджувана з 2013 – 2019 включала 151 хворого, що складало 48,09%. Причиною розділення на групи було використання в досліджуваній групі сучасних і нових методів візуалізації та розділення спайок в черевній порожнині. Хірургічне лікування в усіх 314 хворих, полягало у відновленні прохідності кишечника та розділенні спайок, із яких гостре розділення спайок ножицями проведено у 118 хворих (37,58%), з використанням гідроструменевого скальпеля у 71 хворого (22,61%), монополярної діатермії у 36 хворих (11,46%), біполярної діатермії у 56 хворих (17,83%), високочастотного енергетичного адгеолізісу (Liga Shure) у 19 хворих (6,05%) та ультразвукового адгеолізісу (Harmonik) у 14 хворих (4,47%).

Доцільно вказати, що хірургічне лікування 151 пацієнта (48,09%) досліджуваної групи, включало розділення спайок з використанням гідроструменевого скальпеля у 71 хворого (47,02%), монополярної діатермії у 21 (13,91%), біполярної діатермії у 26 (17,22%), високочастотного енергетичного адгеолізісу (Liga Shure) у 19 хворих (12,58%) та ультразвукового адгеолізісу (Harmonik) у 14 (9,27%).

Причинами виникнення спайок та спайкової непрохідності кишечника були наступні недуги: апендицит, його ускладнення та дивертикуліт Меккеля у 35 пацієнтів (23,18%), перфоративна виразка шлунку та 12-палої кишки у 25 (16,55%), травматичні ушкодження органів черевної порожнини у 12 (7,94%), операції на печінці та жовчовивідних протоках у 34 (22,52%), операції при грижах передньої черевної стінки у 22 (14,57%), гінекологічні та операції на сечовидільній системі у 23 (15,23%).

Інтраопераційно використання гідроструменевого скальпеля мало наступні переваги це перш за все безкровне відділення спайки від кишки та очеревини, при цьому у частини спайок були пророслі судини які лігувались біполярною діатермією.

Другою позитивною складовою було відсутність пошкодження судин різного характеру як артерій, вен та лімфатичних судин, що унеможливило кровотечу як в близькому так і у віддаленому періоді.

Третьою позитивною складовою було те, що струмінь фізіологічного розчину під тиском перетинає (за необхідності при участі останнього у спайковому конгломераті) великого сальника – безкровно (судини не пошкоджуються) як складову утворення спайок. Прецизійна препаровка тканин та спайок дозволила уникнути пошкодження судин, а як наслідок – гематоми відсутні як у брижі та великому сальнику. Доцільно вказати, що враховуючи, що розділення тканин проводиться струменем фізіологічного розчину – відсутність некрозу та задимленості в рані.

Результати використання гідроструменевого скальпеля при хірургічному лікуванні спайкової непрохідності кишечника у хворих проведені у близькому терміні до 1 місяця та у віддаленому до 5 років. Близькі результати були наступними: більш краще (швидше) відновлення перистальтики на 1–2 доби, але стабільною в подальшому з відсутністю сповільнення перистальтики у всіх (71) пацієнтів, а також відсутність ентеральної недостатності. Стабільна (фізіологічна) перистальтика сприяла стабільному спорожненню кишечника без використання додаткових фізичних методів. Результати використання гідроструменевого скальпеля у віддаленому періоді, від року до 5 років показали, що тільки у 2 (1,32%) з 151 пацієнта був рецидив спайкової непрохідності, а спайки утворилися в інших ділянках кишечника та не пов'язані з попередньою операцією. Натомість за даними літератури Скиба В.В. та спів. (2021) розділення (механічно) ножицями з використання монополярю (біполярю) за для коагуляції має рецидив спайкової кишкової непрохідності до 10–15%, а власні дані в контрольній групі мали місце у 13 (7,97%) з 163 хворих. Доцільно відмітити, що якість життя пацієнтів значно є кращою, за рахунок відсутності абдомінального рецидивного больового синдрому та порушення ентерального травлення.

Висновки. При використанні скальпеля гідроструменевого встановлена мінімальна травматичність тканин на шляху до патологічного осередку в черевній порожнині та з відсутністю пошкоджень

навколишніх тканин – очеревини та кишечника, а також можливість поширеного препарування тканин (кишка очеревина чи паренхіматозні органи) різних за щільністю та проведення резекції (кишки, великого сальнику) без крововтрати за рахунок делікатного відділення судин. Поміж тим за рахунок прецизійного розсічення тканин та при резекції великого чіпця має місце добра візуалізація операційного поля, а як наслідок відсутність моменту пошкодження судин та нервів, що є запорукою профілактики післяопераційного болевого синдрому.

Використання гідроструменевого скальпеля дозволило досягти зменшення частоти проведення повторних операцій з 7,97% до 1,32%, що є перспективним у подальшому використанні апарата в абдомінальній хірургії.

Список використаних джерел

1. Лекції з хірургічних захворювань та атлас операцій. Скиба, В.В., Кучин, Ю.Л., Іванько О.В., Стець М.М., Рибальченко В.Ф., Лисиця В.В., Войтюк, Н.В. Плюта І.І. Навчальний посібник. Друге видання. Київ: Вид. «Сталь», 2021 рік. – 330 с.
2. Одвічна проблема хірургії – апендицит: його ускладнення та результати лікування хворих. Скиба, В.В., Рибальченко, В.Ф., Лисиця, В.В., Войтюк Н.В., Дар Ясін Ахмед. *Paediatric Surgery (Ukraine)*. 2022.2(75):43–51.
3. Основа хірургічної операції – хірургічні шви. Скиба, В.В., Іванько О.В., Кучин, Ю.Л., Рибальченко, В.Ф., Борис, Р.М., Стець, М.М. Навчальний посібник. Київ: Видавництво «Сталь», 2020 рік. – 268 с.
4. Рибальченко, В.Ф. Непрохідність тонкого кишечника у дітей. *Хірургія дитячого віку*. 2006, Том III, №4 (13). С. 56–65.
5. Скальпель гідроструменевий. Друге видання. Навчальний посібник. За редакцією: Бадах, В.М., Бочаров, В.П., Скиба, В.В., Іванько, О.В., Зінчук, О.Г., Рибальченко, В.Ф., Лисиця, В.В. 2019 р. Київ: АСПГП, ТОВ «НВФ «Славутич–Дельфін». – 160 с.

Синицина, Є.Ю.,
 Губарев, О.П., д-р техн. наук
 Національний технічний університет України
 «Київський політехнічний інститут
 імені Ігоря Сікорського»

ЗАГАЛЬНИЙ АЛГОРИТМ РОБОТИ МЕХАТРОННОЇ СИСТЕМИ КЕРУВАННЯ МІКРОКЛІМАТОМ ТЕПЛИЧНОГО ОБ'ЄКТА

Мехатронна система керування мікрокліматом має забезпечувати швидке реагування на будь-які зміни основних параметрів мікроклімату тепличного об'єкта [1,2]. Для впровадження мехатронної системи керування розроблено еталону модель тепличного об'єкта, досліджено основні функції тепло-масообміну з оточуючим середовищем в середовищі SOLIDWORKS (рисунок 1). Визначено, що для підтримки сталої температури в середині теплиці необхідно становити два електричні нагрівачі [3,4].

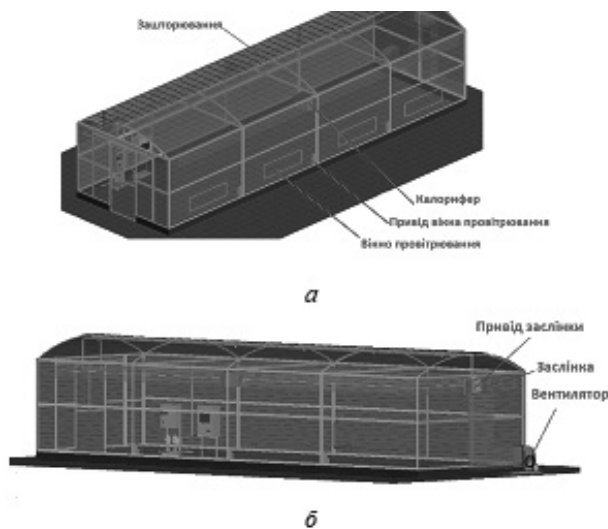


Рисунок 1 а, б – Зовнішній вигляд моделі тепличного об'єкта

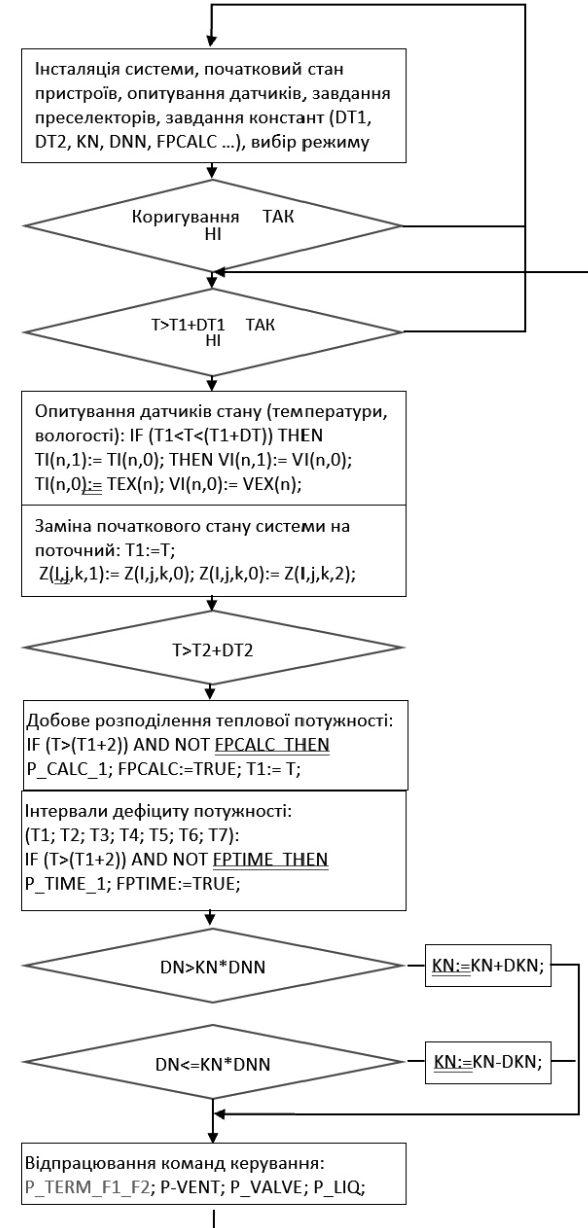


Рисунок 2 – Загальний алгоритм програми керування нагрівачами

На основі отриманих досліджень розроблено алгоритм програми керування нагрівачами (рисунок 2) [3,4].

Загальний алгоритм програми керування забезпечує вмикання системи, оновлення даних основних змінних параметрів, зняття даних з датчиків та оновлення стану системи, корегування сталих параметрів мікроклімату та загальне керування виконавчих пристроїв. При запуску мехатронної системи керування насамперед відбувається збір початкових даних з усіх виконавчих пристроїв та датчиків. Наступним етапом є перехід програми в початковий стан, оновлення входів та виходів контролера, корегування значень констант (час роботи та потужність нагрівачів).

Після зміни констант програма перераховує початкові дані. По завершенні інтервалу часу T1 програми опитує датчики стану теплиці, одночасно зберігаються попередні поточні дані, початкові дані замінюються на поточні. При виході за межі інтервалу T2 робиться перерахунок теплової потужності, яку необхідно компенсувати [3,4].

Відповідно до змін температури повітря в середині тепличного об'єкту здійснюється перерахування інтервалів сталої потужності нагрівачів. Якщо регулювання температури повітря не знаходиться в допустимому діапазоні необхідно зменшити або збільшити час роботи нагрівачів.

У даній роботі розроблено алгоритм роботи мехатронної систему керування температурою мікроклімату теплиці з використанням нагрівачів, що послугує основою для створення програми керування мікрокліматом тепличного об'єкту.

Список використаних джерел

1. Automation of microclimate in greenhouses Marina Ganzhur1,*
Alexey Ganzhur1, Andrey Kobylko1, and Denis Fathi1 1Don State Technical University, 344003, 1, Gagarin sq., Rostov on Don, Russia

2. On the determination of the overall heat transmission coefficient and soil heat flux for a fog cooled, naturally ventilated greenhouse: Analysis of radiation and convection heat transfer Ahmed M. Abdel-Ghany, Toyoki Kozai, Faculty of Horticulture, Chiba University, Matsudo Chiba 271-8510, Japan Received 30 April 2005.

3. Synytsyna E.Yu., Model of the control object of the mechatronic microclimate system of a medium-sized greenhouse –Mech. Adv.Technol. Vol. 7, No. 3, 2023, pp. 330–336.

4. Синицина Є.Ю., Губарев О.П., Мехатронна система керування температурою мікроклімату теплиці. – Mech. Adv. Technol. 8, вип. 2(101), 2024, с. 164–171.

УДК 621.9.047(048)

Пікула, М.В.,

Національний університет водного господарства та природокористування

ВИДАЛЕННЯ ЗАДИРОК ЯК ТЕХНОЛОГІЧНА ПРОБЛЕМА

Одним з основних трендів розвитку машинобудування є підвищення точності виготовлення деталей. Досягнення у виробництві високоточної техніки, спочатку розроблені для наукових проєктів, ставали ключовими елементами технологій для створення нових зразків озброєнь, автомобільної, авіаційної та іншої техніки.

Водночас вимогою сучасної техніки є підвищення вимог до її надійності і заданого ресурсу, що закладається при обґрунтуванні схемних, конструктивних і технологічних рішень, забезпечується у технологічних процесах обробки заготовок, складанні виробів, їх технічному контролі та випробуваннях, а підтримується в експлуатації.

Одним із найважливіших заходів у створенні машин з високим ресурсом є забезпечення промислової чистоти поверхонь деталей (особливо – прецизійних), агрегатів, пневматичних та гідравлічних систем. Останнім характерне поєднання складної форми та високої точності деталей, використання високоміцних і спеціальних матеріалів та максимальних вимог до безвідмовності та ресурсу виробів [1].

Технології фінішного очищення кромки і поверхонь деталей є одним з важливих елементів технологічних систем виробництва, яка забезпечує задану промислову чистоту поверхонь.

Дослідження утворення задирок, оскільки їх виникнення є результатом дії законів механіки твердого середовища, їх форми та

розмірів, і зв'язку цих параметрів з властивостями матеріалів, умовами різання, геометрією різальних інструментів невіддільні від досліджень процесів механічної обробки.

Задирки на кромках поверхонь мають особливий профіль уздовж і впоперек. Повздовжній профіль визначає протяжність задирки вздовж кромки та рівномірність її розмірів. Поперечний профіль характеризується такими параметрами як товщина кореня задирки; довжина задирки; радіус кореня задирки; товщина задирки [2]. За механізмом утворення, задирки були розділені на чотири: задирки Пуассона, звивні, рвані та відрізні задирки.

Подальші дослідження розвинули вчення про задирки. Наприклад, результатом експериментальних досліджень процесів свердління [3], задирки були класифіковані на: рівномірні задирки першого типу; рівномірні задирки другого типу (з більшою висотою); рівномірні задирки з кришкою; короноподібні (або пелюсткові) задирки; перехідні задирки. Тип задирки визначається, головним чином, від подачі матеріалу чи інструменту та інших параметрів свердління.

Дослідження утворення задирок при торцьовому фрезеруванні [4] засвідчили, що для цього виду механічної обробки форма задирки суттєво залежить від кута виходу інструменту в площині різання. Автор виділив п'ять типів задирок: ножеподібні; хвилеподібні; звивні; сколені та вторинні.

Задирки, що утворюються на кромках при механічній обробці деталей, є причиною зниження їх точності, виключення автоматизації при складанні вузлів, зниження точності контролю розмірів. Задирки ушкоджують поверхні, що спряжуються, порушують експлуатаційні характеристики виробів, можуть стати причинами травм працівників.

Відомі моделі процесів утворення задирок не вирішують зазначеної проблеми, тому прогнозування розмірів задирок, управління їх виникненням (аж до запобігання) є актуальними проблемами машинобудування. Тим паче, трудомісткість цих робіт висока, а число технологій у цій галузі дуже різноманітне.

Завдання видалення задирок вирішується на усіх стадіях виробництва: заготівельній, обробній (переважно) і складальній.

На заготівельній стадії видалення задирок необхідно для підготовки вихідної заготовки до обробної стадії, наприклад, зняття

задирок на штампованій заготовці, отриманій холодним листовим штампуванням; обпилювання виливка; обробка зварювального шва на зварній заготовці.

На обробній стадії такі роботи більш об'ємні та трудомісткі, займають істотну частку часу серед інших оброблювальних робіт. Видалення задирок і притуплення гострих кромки виконують протягом усієї обробної стадії, під час та після верстатної обробки.

На складальній стадії таких робіт менше, ніж на попередніх стадіях, але вони необхідні при з'єднанні деталей у складальну одиницю. Наприклад, калібрування різбового отвору мітчиком; видалення задирки в отворі під штифт отворі шабером тощо.

На технологію, структуру та організацію робіт з видалення задирок впливає багато факторів. У загальному випадку це:

- стан виробничого середовища, включаючи рівень автоматизації виробництва, наявність обладнання, традиції виробництва, кваліфікація працівників тощо;

- характеристики виробу;

- тип виробництва виробу.

Різноманіття зачищувальних методів свідчить про актуальність проблеми, а з іншого — наголошує на складності її вирішення. Їх особливістю є те, що їхня ефективність проявляється лише за умови очищення 100 % деталей, що входять в автономну гідросистему, агрегат, вузол. Якщо залишиться необробленою хоча б одна деталь, робочі рідини рознесуть технологічні забруднення по всій системі. При цьому порушиться робота чутливих до забруднень елементів конструкції (для прикладу, золотникових і плунжерних пар).

У одиничному виробництві такі роботи виконують з урахуванням технічно-організаційної доцільності, переважно вручну.

У токарних і свердильних операціях роботи з видалення задирок є окремими технологічними переходами і їх виконують самі верстатники в тій же операції, як і інші переходи (токарна операція) чи в окремій операції (свердильна операція).

Після фрезерних та шліфувальних обробок видалення задирок виділяють в окремі слюсарні операції, які виконують в комплексі з іншими слюсарними роботами (шабруванням, калібруванням) працівниками невисокої кваліфікації. Для цих робіт застосовують

універсальні інструменти - напилки, надфілі, шабери, для калібрування отворів - мітчики, свердла, розвертки.

В умовах серійного і масового виробництва можлива найбільша різноманітність технологій видалення задирок, зокрема абразивними, хімічними, ультразвуковими, термоімпульсними методами. Ці високопродуктивні технології дозволяють одночасно обробляти велику кількість виробів.

За ступенем автоматизації способи видалення задирок поділені на три групи: ручні, механічні та автоматичні.

До ручних способів можна віднести видалення задирок напилком, надфілем, шабером, шліфувальним бруском – на зовнішніх поверхнях; розверткою, зенкером, свердлом, мітчиком - у взаємопроникних циліндричних поверхнях.

До механічних способів видалення задирок слід віднести:

- видалення задирок приводною абразивною стрічкою на стрічково-зачищувальному верстаті; приводними бор-фрезами;
- видалення задирок різцями, свердлами та зенківками на перетині зовнішніх і внутрішніх поверхонь обертання з торцями тіл обертань, з обертанням заготовок (на токарних верстатах);
- видалення задирок в отворах на нерухомих не тілах обертання свердлами і зенківками (на верстатах свердлильної групи).

До автоматичних та напівавтоматичних способів відносять видалення задирок різних контурів фасковою фрезою та абразивними гранулами на віброабразивних машинах.

Список використаних джерел

1. Шипуль, О. В. Тенденции развития прецизионного производства // Вопросы проектирования и производства конструкций летательных аппаратов : сб. науч. тр. / Нац. аэрокосмич. ун-т им. Н. Е. Жуковского «Харьков. авиац. ин-т». Харьков, 2015. Вып. 1 (81). С. 77–90.

2. The standardization for the edge quality of the precise machining products / Y. Kato, K. Ohmri, E. Hatano, K. Takazawa // Advanced Materials Research. 2007. Vol. 24/25. P. 83–90.

3. Kim J., Min S., Dornfeld D. A. Optimization and control of drilling burr formation of AISI 304L and AISI 4118 based on drilling burr control charts // International Journal of Machine Tools and Manufacture. 2001. Vol. 41, iss. 7. P. 923–936.

4. Chern G. L. Experimental observation and analysis of burr formation mechanisms in face milling of aluminum alloys // International Journal of Machine Tools and Manufacture. 2006. Vol. 46, iss. 12/13. P. 1517–1525.

УДК 532

**Бадах, В.М., канд. техн. наук,
Осадчук, В.**
Державний університет
«Київський авіаційний інститут»

ДОСЛІДЖЕННЯ ВИКОРИСТАННЯ РІВНЯНЬ ПРИСКОРЕННЯ ТІЛ ЗМІННОЇ МАСИ ДЛЯ ОПИСУ РУХУ ГІДРОПНЕВМАТИЧНИХ РАКЕТ

Гідропневматичні ракети, або водяні ракети займають чинне місце упродовж здобування теоретично-прикладних навичок у науково-практичному курсі від NASA «Rockets Educator Guide» у тому числі для розуміння принципів реактивного руху. Гідропневматична ракета – це ракета, яка використовує рідину та газ для створення реактивної сили, на відміну від інших видів ракет, таких як, ракети з твердопаливним та рідинним двигунами у яких робочим тілом є продукти горіння палива.

Залежно від конструкції та умов застосування, гідропневматичні ракети можуть бути застосовані на кораблях, підводних човнах, наземних об'єктах та інших платформах, забезпечуючи запуск та доставку визначених об'єктів у визначеному напрямку.

Знайомство людей з ракетами почалось за довго до їх математичного опису, так у древньому Китаї, перші згадки про використання ракет згадуються відразу після винайдення пороху. Зрозумівши, що добре спресований порох може не лише вибухати, а й рівномірно горіти, почалось його використання у відомих нам, «ракетах»-феєрверках. Дійсно, досить проста конструкція феєрверку дозволяла використовувати його як спосіб для розваг, але для використання даного принципу руху як способу досягнення визначеної мети, було замало лише, нормувати кількість та форму спресованого пороху.

Основною проблемою для використання принципів реактивного руху, як способу досягнення корисних цілей, була математична база. Важливим проривом стало відкриття рівняння Мещерського, яке визначає прискорення тіла зі змінною масою й описує його рух.

$$m \frac{dv}{dt} = \frac{dm_1}{dt} u_1 - \frac{dm_2}{dt} u_2 + F. \quad (1)$$

де m – маса матеріальної точки, що змінюється за рахунок обміну маси із навколишнім середовищем, у певний момент часу, кг; v – швидкість руху матеріальної точки змінної маси, м/с; F – результуюча зовнішніх сил, що діє на матеріальну точку змінної маси (наприклад, сила тяжіння, опір середовища руху та інше), Н; m_1 – приєднана з відносною швидкістю u_1 маса, кг; u_1 – відносна швидкість маси, що приєднується, м/с. $u_1 = v_1 - v$, де v_1 – відносна швидкість маси, що приєднується; u_2 – абсолютна швидкість маси, що приєднується м/с.

Вираз $\frac{dm_1}{dt} u_1 - \frac{dm_2}{dt} u_2$ називається реактивною силою.

Наведемо загальний вигляд рівняння Мещерського до такого, який дозволить урахувати дію зовнішніх сил на тіло, та оцінити реактивну силу, показати взаємодію цієї сили із загальною масою ракети, її пришвидшенням та витратою пального у певний проміжок часу.

$$m_R \cdot \frac{\Delta \vec{v}}{\Delta t} = \vec{F} + \vec{F}_p \Leftrightarrow m_R \cdot \frac{\Delta \vec{v}}{\Delta t} = \vec{F} + \left(-\vec{u} \cdot \frac{\Delta m_t}{\Delta t} \right). \quad (2)$$

де m_R – маса ракети; Δm_t – маса палива, кг, що відкидається за одиницю часу Δt , с; \vec{u} – відносна швидкість маси палива, що відкидається, м/с; \vec{u} – абсолютна швидкість маси палива, що відкидається, м/с; $\vec{u} = \vec{v}_1 - \vec{v}$, а \vec{v} – швидкість руху ракети; $\Delta \vec{v}$ – зміна швидкості руху ракети за одиницю часу Δt , с; \vec{F}_p – реактивна сила, Н; \vec{F} – результуюча зовнішніх сил, що діє на матеріальну точку змінної маси (наприклад, сила тяжіння, опір середовища руху та інше), Н;

Це рівняння (2) є узагальненим виразом другого закону Ньютона для руху тіл змінної маси. Пришвидшення тіла \vec{a} змінної маси визначається не лише зовнішніми силами \vec{F} , що діють на тіло, а й реактивною силою \vec{F}_p , що зумовлена зміною маси рухомого тіла:

$$\vec{a} = \frac{\vec{F}_p + \vec{F}}{m_R}. \quad (3)$$

Гідропневматична ракета, використовує стиснене повітря, та рідину для створення реактивної тяги, отже для того, щоб записати рівняння руху для такої ракети, знехтуємо масою повітря, так будемо розглядати його як спосіб надання рідині енергії для витoku, перепишемо рівняння (2):

$$m_R \cdot \frac{\Delta \vec{v}}{\Delta t} = \vec{F} + \left(-\vec{u} \cdot \frac{\Delta m_L}{\Delta t} \right). \quad (4)$$

де $\frac{\Delta m_L}{\Delta t}$ – витрата рідини, кг, за одиницю часу, с.

Розглянемо практичну задачу. Ракета разом з рідиною для створення тяги має початкову масу m_0 . Рідина, що створює тягу має постійну витрату $\frac{\Delta m_L}{\Delta t} = -q$, де Δm_L – миттєва витрата рідини. Нехтуючи опором повітря, знайти швидкість ракети \vec{v} , що рухається вертикально вверх, у деякий момент t . Прискорення вільного падіння g вважати постійним.

Розв'язок. Розглядаючи гідропневматичну ракети як матеріальну точку змінної ваги, запишемо для неї рівняння (4) у проєкції на вертикальну вісь, напрямлену вверх, з урахуванням того, що сила тяжіння та відносна швидкість витрати рідини напрямлені вниз,

$$\vec{F} = -m_R g, \\ m_R \cdot \frac{\Delta \vec{v}}{\Delta t} = -m_R g - \vec{u} \cdot \frac{\Delta m_L}{\Delta t}, \quad (5)$$

Знаючи, що $\frac{\Delta m_L}{\Delta t} = -q$, а отже $m_R = m_0 - qt$, запишемо рівняння (5) у наступному вигляді:

$$(m_0 - qt) \cdot \frac{\Delta \vec{v}}{\Delta t} = -(m_0 - qt)g + q\vec{u} \Leftrightarrow \frac{\Delta \vec{v}}{\Delta t} = -g \cdot \frac{q\vec{u}}{m_0 - qt}$$

Виконавши інтегрування та беручи до відома, що \vec{u} – стала, отримаємо,

$$\int_{v_0}^v \partial v = -g \int_0^t \partial t - u \int_0^t \frac{\partial(m_0 - qt)}{m_0 - qt},$$

де v_0 – початкова швидкість ракети, отримаємо,

$$v - v_0 = -gt - u \cdot \ln(m_0 - qt) + u \ln(m_0),$$

$$v = v_0 - gt + u \cdot \ln\left(\frac{m_0}{m_0 - qt}\right) \quad (6)$$

Рівняння (6) є розв'язком нашої задачі.

Висновок. Гідропневматична ракета, використовує рідину, що під тиском газу створює реактиву тягу та спричиняє реактивний рух. У своїй основі, реактивний рух є наслідком роботи Закону збереження імпульсу, та як і всі інші види реактивних ракет, повністю підкоряється Третьому закону Ньютона. Ознайомлено з рівнянням Мещерського для визначення прискорення матеріальних точок змінної маси. Виконавши інтегрування рівняння для руху гідропневматичних ракет (4), отримано формулу (6) визначення швидкості цього руху. Змодельовано та вирішено задачу, доведено можливість теоретичне використання рівняння Мещерського для опису руху гідропневматичних ракет.

Список використаних джерел

1. Rockets: Educator's Guide with Activities in Science, Technology, Engineering and Mathematics/ EG-2020-11-46-MSFC – 132 с.
2. Stephen D. Heister, William E. Anderson, Timothée Pourpoint and R. Joseph Cassady, “Rocket Propulsion”, 2019, p.48, doi: 10.1017/9781108381376.
3. White, Frank M., “Fluid Mechanics”, 8th Edition, New York, NY: McGraw-Hill Education, 2016, p. 134.

Скворчевський, О.Є., канд. техн. наук
 Центр досліджень робототехніки, мехатроніки та
 інформатизації виробництва,
Панамарьова, О.Б., канд. техн. наук
 Гідравлічні машин ім. Г.Ф. Проскури,
 НТУ «Харківський політехнічний інститут»

ЕЛЕКТРОГІДРАВЛІЧНІ МЕХАТРОННІ МОДУЛІ ЯК ОБ'ЄКТИ ДЛЯ ПІЛОТНОГО ВПРОВАДЖЕННЯ КОНЦЕПЦІЇ CONTINUOUS ACQUISITION AND LIFECYCLE SUPPORT В УКРАЇНІ

Сучасні високотехнологічні вироби машинобудування потребують взаємодії усіх учасників життєвого циклу: від розробки до утилізації. Для управління цими процесами з 1980-х років розробляється концепція CALS (Continuous Acquisition and Lifecycle Support), яка забезпечує безперервну інформаційну підтримку продукції високотехнологічного машинобудування, особливо в оборонній промисловості країн НАТО.

Основним документом в сфері CALS-технологій та систем є [1]. У статтях [2, 3] узагальнено іноземний досвід застосування CALS-концепції та запропоновано загальні принципи його застосування в Україні. В статті [4] запропоновані наукові основи застосування CALS-концепції для післявоєнного відновлення та модернізації високотехнологічного машинобудування України. Крім того, CALS-концепція є важливою складовою впровадження в Україні основних досягнень Індустрії 4.0 та Індустрії 5.0 [4-7]. Для подальшого впровадження CALS-концепції в Україні необхідно обрати об'єкти для її пілотного впровадження.

Метою даної роботи є оцінка доцільності використання електрогідравлічних мехатронних модулів як об'єктів для пілотного впровадження CALS-концепції в Україні.

Матеріалами дослідження були конструктивні схеми високотехнологічних виробів, зокрема електрогідравлічних мехатронних модулів, а також досвід впровадження CALS-концепції в зарубіжних країнах.

В основу дослідження покладена гіпотеза про те, що електрогідравлічні мехатронні модулі є найкращими виробами високотехнологічного машинобудування для пілотного впровадження CALS-концепції в Україні. Це обґрунтовується двома основними причинами. По-перше, електрогідравлічні мехатронні модулі є складовими частинами дуже багатьох машин та агрегатів. По-друге, електрогідравлічні мехатронні модулі містять механічні, гідравлічні, електричні, електронні компоненти та інтегровані сенсори. Об'єктом дослідження є процес впровадження CALS-концепції у високотехнологічне машинобудування України. Упродовж дослідження були використані методи системної інженерії, технічної гідравліки, мехатроніки, інформаційних технологій, порівняльного аналізу.

У результаті виконаних досліджень були виявлені наступні критерії, яким мають відповідати високотехнологічні машинобудівні вироби, щоб бути об'єктами пілотного впровадження CALS-концепції.

По-перше, виріб має бути складовою більш крупних машинобудівних виробів. Це потрібно, щоб відпрацювати методи інтеграції моделей та баз даних машинобудівних виробів один із одним.

По-друге, виріб має містити велику кількість компонентів і складових, що відносяться до різних напрямків інженерії, а саме механічної інженерії (включно із гідравлічними/пневматичними компонентами) електричної інженерії, електроніки, програмної електроніки, автоматичного керування, сенсорної техніки тощо. Це потрібно для того щоб широкий спектр спеціалістів набули навички впровадження та застосування CALS-технологій і систем.

По-третє, в країні мають бути підприємства, організації та державні структури, які є учасниками різних етапів життєвих циклів обраних машинобудівних виробів. В Україні є підприємства, наукові установи, кафедри ВНЗ, державні структури, які можуть бути учасниками різних етапів життєвих циклів (рисунок 1) електрогідравлічних мехатронних модулів [1, 4].

Четвертим критерієм є високий рівень стандартизації високотехнологічних машинобудівних виробів, для відпрацювання процесів впровадження стандартів ISO у високотехнологічне машинобудування України. П'ятим критерієм є широке застосування обраних для подальших досліджень машинобудівних виробів в озброєнні та військовій

техніці, а також в процесах післявоєнного відновлення України [4, 8, 9]. Шостим критерієм є можливість інтеграції обраних машинобудівних виробів із керуючою електронікою із метою використання новітніх алгоритмів управління, як то машинне навчання, використанні великих даних, а також впровадження компонентів Індустрії 4.0 та 5.0 із сумісним використанням принципів сталого розвитку [4, 10].

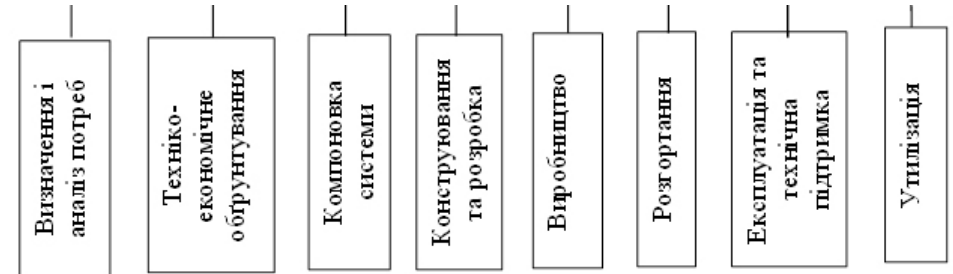


Рисунок 1 – Етапи життєвих циклів високотехнологічних машинобудівних виробів

Усім вище переліченим критеріям відповідають електрогідравлічні мехатронні модулі. Саме вони пропонуються у якості об'єктів для пілотного впровадження CALS-концепції в Україні.

Список використаних джерел

1. NATO CALS handbook. – 2000. – 307 p
2. Скворчевський О. Є. CALS-концепція логістичної підтримки життєвого циклу озброєння та військової техніки: національні аспекти впровадження // Сучасні інформаційні технології у сфері безпеки та оборони = Modern Information Technologies in the Sphere of Security and Defence. – 2019. – № 1 (34). – С. 45-52. Режим доступу: <https://repository.kpi.kharkov.ua/handle/KhPI-Press/41288>
3. Варакута, В., Фарафонов, В., Ряполов, Є., Баркатов, І., Тюрін, В., & Гончарук, С. (2024). Вибір критеріїв та показників інтерактивної тривимірної візуалізації життєвого циклу бою (бойового епізоду). Випробування та сертифікація, (1(3), 31-39. <https://doi.org/10.37701/ts.03.2024.05>
4. Volontsevich D. 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 / D. Volontsevich, A. Skvorchevsky // Східно-Європейський журнал передових технологій Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. – 2022. – Т. 3, № 1 (117). – С. 15–24. Режим доступу: <https://repository.kpi.kharkov.ua/handle/KhPI-Press/58308>

5. Skvorchevsky, A. (2023). Electronic Load Sensing for Integrating Electro-Hydraulic Mechatronic Actuators with Industry 4.0 and 5.0 Components. In: Cioboată, D.D. (eds) International Conference on Reliable Systems Engineering (ICoRSE) - 2023. ICoRSE 2023. Lecture Notes in Networks and Systems, vol 762. Springer, Cham. https://doi.org/10.1007/978-3-031-40628-7_37

6. Xu, B., Shen, J., Liu, S. et al. Research and Development of Electrohydraulic Control Valves Oriented to Industry 4.0: A Review. Chin. J. Mech. Eng. 33, 29 (2020). <https://doi.org/10.1186/s10033-020-00446-2>

7. Skvorchevsky, A. (2024). Identification of the Directions of Self-contained Linear Electrohydraulic Actuators' Development in the Context of Smart-Hydraulics Concept Emerging. In: Cioboată, D.D. (eds) International Conference on Reliable Systems Engineering (ICoRSE) - 2024. ICoRSE 2024. Lecture Notes in Networks and Systems, vol 1129. Springer, Cham. https://doi.org/10.1007/978-3-031-70670-7_28

8. Skvorchevsky A. Y. Modern requirements for electrohydraulic drives of combat and civilian vehicles / A. Y. Skvorchevsky // Гідроаеромеханіка в інженерній практиці = Hydroaeromechanics in engineering practice : матеріали 21-ї міжнар. наук.-техн. конф., 24-27 травня 2016 р. – Київ : [б. и.], 2016. – С. 131–134. Режим доступу: <https://repository.kpi.kharkov.ua/handle/KhPI-Press/28264>

9. Stosiak M. et al. Research of vibrations effect on hydraulic valves in military vehicles. Defence Technol.(2023) [<https://doi.org/10.1016/j.dt.2023.03.023>].

10. A. Skvorchevsky, “Increasing the robustness of computer networks by using hybrid centralized-distributed topology,” 2022 IEEE 17th International Conference on Computer Sciences and Information Technologies (CSIT), Lviv, Ukraine, 2022, pp. 239–242, DOI: 10.1109/CSIT56902.2022.10000466

ВИКОРИСТАННЯ ПНЕВМО ЦИЛІНДРІВ ДЛЯ ЗМЕНШЕННЯ ВПЛИВУ ПОЗИТИВНИХ ТА НЕГАТИВНИХ ПЕРЕВАНТАЖЕНЬ

Перевантаження є дуже небезпечним явищем так як може призводити до втрати свідомості пілота що призведе до втрати керуваності літаком. Дана проблематика дуже сильно виражена в військовій та спортивній авіації.

Для зменшення відчуття перевантаження на пілота пропонується створення кабіни монококу, яка буде прекріплена до фюзеляжу гідроциліндрами. При виникненні перевантаження дана конструкція буде переміщуватись за вектором виникнення. Це сприяє плавнішій зміні перевантаження.

Перевагами дії такої системи є зменшення відчуття перевантаження та збільшення комфорту пілота внаслідок його більш плавного набору.

Недоліками даного рішення є його складність у виконанні, збільшення маси літака, зменшення ефективності даного рішення з збільшенням сили перевантаження та швидкості зміни його.

Список використаних джерел

1. How To Convert Newtons To G-Force.
2. Pneumatic Cylinder Model Javier R. Movellan

Ткачов, А., Ткачов, О.,
 Мироненко, С.
 Національний університет
 «Одеська політехніка»

ВПЛИВ РАДІУСУ КРИВИЗНИ КРАНОВОГО МОСТУ НА ЙОГО ДЕФОРМОВАНУ ПОВЕДІНКУ

Роботи пов'язана з можливістю дослідити вплив кривизни попередньо напруженого кранового моста на його несучу здатність. Для позитивного розгляду цієї задачі виникає необхідність отримання точного рівняння кривої прогинів кранового моста. Таке завдання вимагає розробки нової математичної моделі, а також розвиток та уточнення вже існуючих математичних моделей преформованих балкових систем. Що і є метою цієї роботи.

Наведена нова математична модель базується на загальній теорії стійкості пружних систем, при розробки якої були враховані реальні умови конструктивного виконання кранового моста. Отримані універсальні рівняння кривої прогинів балки з початковою кривизною, які дають можливість дослідити її напружено-деформовану поведінку при сумісній дії на балку навантажень в площині підвісу вантажу одночасно з осьовим ексцентричним навантаженням.

Отримані в даній роботі результати можуть бути прийняті до уваги при визначенні геометричних характеристик перерізів балки, а також для вдосконалення методів розрахунку проектування пролітних балкових систем на стадіях їх проектування, а також в умовах реальної експлуатації. Крім того, наведені авторами рекомендації можуть бути застосовані при ремонті кранових мостів, їх модернізації з метою підвищення вантажопідйомності, а також збільшення терміну служби вантажопідйомної машини без демонтажу.

Бабічев, І.Г.,
 Кірчу, Ф.І., канд. техн. наук,
 Волянська, Л.Г., канд. техн. наук
 Державний університет
 «Київський авіаційний інститут»

ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ТЯГОВИХ ВЕНТИЛЯТОРІВ БПЛА

До повітряних гвинтів сучасних літальних апаратів (зокрема БПЛА) пред'являються високі вимоги щодо покращення аеродинамічних характеристик у широкому діапазоні умов експлуатації: по загальній масі, допустимому рівню шуму та забезпеченні необхідного діапазону швидкостей польоту.

Одним із перспективних методів підвищення аеродинамічного навантаження на лопаті гвинта є застосування гвинтів з тандемними лопатями. Гвинти з такими лопатями займають середнє положення між однорядними та дворядними контробротковими гвинтами.

До недавнього часу такі конструкції в авіації практично не використовувались.

В основному це було пов'язано із значним рівнем шуму та складністю конструкції об'єднуючої втулки для забезпечення зміни кроку гвинта та значними кінцевими втратами.

Тому такі гвинти застосовувались, в основному, в морських конструкціях рушіїв. Однак у зв'язку з масовим застосуванням БПЛА (що дає безперечні переваги в бойових умовах) з'явилась нагальна потреба у збільшенні швидкості польоту малорозмірних літальних апаратів.

Звідси і підвищений інтерес до тандемних гвинтів (тягових вентиляторів), які за певних умов дозволяють вирішувати цю проблему.

До того ж (особливо для дешевих апаратів одноразового використання), відпадає необхідність у регулюванні кроку обох рядів лопатей, що значно спрощує саму конструкцію ротора.

Авторами запропоновано значно знизити інтенсивність кінцевих втрат (і шуму) на лопатях дворядного вентилятора за рахунок об'єднуючої спіральної закінцівки лопатей з одним виходом низької

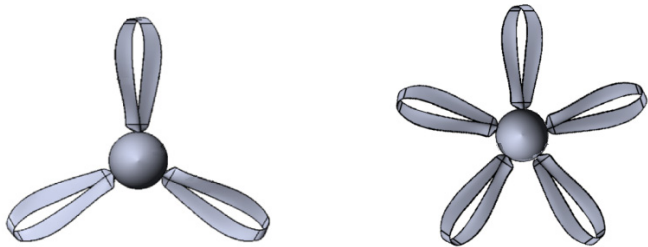
інтенсивності на відмінну від течії з двома потужними вихорами однієї спрямованості (обидва ряди лопатей мають один напрям обертання і розташовані на одній втулці [1, 2]).

Проведені попередні дослідження, зокрема дослідження організаціями армії США та приватними компаніями [3,4]) підтвердили, що при раціональному розташуванні лопатей першого і другого ряду вдається досягти зниження рівня шуму на 10–12 Dba. Тяга таких гвинтів в середньому на 30–40 % вище, ніж в еквівалентних за діаметром та частотою обертання однорядних гвинтів.

Однак для досягнення таких результатів необхідно досить ретельно здійснювати вибір осрової відстані та кутового положення між лопатями першого та другого ряду.

У роботі [5] доведено, що найбільшого приросту тяги можна досягти при рівних діаметрах першого та другого ряду гвинтів лопатей.

При цьому приріст тяги сягає 40–45%. Маючи беззаперечний приріст тяги, все ж таки збільшується рівень шуму. Використання об'єднуючої закінцівки дозволяє значно знизити шум завдяки зниженню інтенсивності об'єднуючого вихора, але напряму не дозволяє досягти рівня шуму однорядного вентилятора.



На думку авторів, яка підтверджується низкою виконаних експериментів на малорозмірних дворядних тягових вентиляторах, проблема шуму вирішується як закруткою об'єднуючої закінцівки (за напрямом обертання чи проти), так і її профілюванням.

Обнадійливі результати спонукали авторів на проведення подальших досліджень на новоствореній експериментальній установці із застосуванням модельного ряду дворядних вентиляторів, виготовлених

на 3D-принтері (рисунок 1).

Необхідно відзначити, що ці попередні результати були отримані на дворядних лопатях, об'єднаних закінцівкою у вигляді непрофільованої тонкостінної перемички однакової товщини.

Тобто подальші зусилля доцільно спрямовувати не тільки на проблему збільшення тяги (що є безумовним), а головне на проблему зменшення шуму, що в багатьох випадках застосування БПЛА (на полі бою, патрулювання кордонів, виконання спеціальних операцій, тощо) має вирішальне значення. Звичайно, при одночасному збереженні високих тягових характеристик вентиляторів.

Список використаних джерел

1. Mykola Kulyk, Fedir Kirchu, Hussein Hanesh A numerical study of performance of the small-size uav pushing tandem propeller with joined blades// Eastern-European Journal of Enterprise Technologies.– Vol 2, № 7 (104) 2020.– P.40-48. DOI: 10.15587/1729-4061.2020.199486.
2. Кірчу Ф.І (2021) Дворядний повітряний гвинт. Патент України UA123100C2; Задекларований 07.02.2018; Опубліковано 17.02.2020, Бюл. No. 7 – 4 ст.
3. <https://www.uber.com/at/de/elevate/>
4. <https://internetofbusiness.com/elevate-uber-nasa-us-army/>
5. Schuyler Nichols. Experimental Approach to the Feasibility of an Axially-Stacked Propeller System. MASTER thesis, College of Engineering and Applied Science University of Cincinnati. - 83 p.

**XIV МІЖНАРОДНА НАУКОВО-ТЕХНІЧНА
КОНФЕРЕНЦІЯ АС ПГП**

**ПРОМИСЛОВА ГІДРАВЛІКА
І ПНЕВМАТИКА**

МАТЕРІАЛИ КОНФЕРЕНЦІЇ

Відповідальний редактор
Т.Г. Трубнікова

Оригінал макет розроблено
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

Здано до набору 25.02.2025
Підписано до друку 12.03.2025
Формат 60x84/16. Папір офсетний.
Гарнітура TIMES. Друк цифровий.
Ум. друк. арк. 11,7. Замовл. 07-25.
Наклад за замовленням

Віддруковано з оригіналів замовника.
ФОП Корзун Д.Ю.
21034, а/с 8825, м. Вінниця, Немирівське шосе, 62а.
Тел.: (0432) 69-67-69, 603-000.
E-mail: info@tvoru.com.ua, <http://www.tvoru.com.ua>