Асоціація спеціалістів промислової гідравліки і пневматики АСПГП

Національний авіаційний університет

Національний університет біоресурсів і природокористування України



Присвячена 30-річчю заснування Міжнародної громадської організації Асоціація спеціалістів промислової гідравліки і пневматики

ПРОГРАМА КОНФЕРЕНЦІЇ

м. Київ

17—18 листопада 2021 рік

УДК 62-522:587.35(043.2)

XXII Міжнародна науково-технічна конференція АС ПГП «Промислова гідравліка і пневматика». Київ, 17—18 листопада 2021 р.: матеріали конференції, Вінниця: «Глобус-Прес», 2021.— 240 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. Технологія і обладнання машинобудівного виробництва», «Загальні питання промислової гідравліки і пневматики, енергозбереження, екології та машинобудування», «Гідропневмоприводи та системи сільськогосподарської техніки».

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

ISBN 547-966-8300-48-2

Рекомендовано до друку
Організаційним комітетом конференції.

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

ОРГКОМІТЕТ КОНФЕРЕНЦІЇ

Співголови оргкомітету

Рикуніч Ю.М.	канд. техн. наук, президент МГО «АС ПГП», голова наглядової ради ПрАТ «КЦКБА» (м.Київ)
Кулик М.С.	д-р техн. наук, професор, декан Аерокосмічного факультету НАУ (м. Київ)
Кондратюк В. М.	канд.с.-г.наук, доцент, проректор з наукової роботи та інноваційної діяльності НУБіП України (м. Київ)

Заступник голови оргкомітету

Бадах В.М.	канд. техн. наук, с.н.с. завідувач кафедри гідрогазових систем АКФ НАУ (м. Київ)
Волянський М. С.	доцент кафедри сільськогосподарських машин та системотехніки ім. акад. П.М. Василенка, НУБіП України, секретар організаційного комітету (м.Київ)

Відповідальний секретар

Тарасенко Т.В.	канд. техн. наук, доцент (м. Київ)

Члени оргкомітету

Башта О.Т.	канд. техн. наук, професор (м. Київ)
Белятинський А.О.	д-р техн. наук, професор (м. Їньчуань КНР)
Бочаров В.П.	д-р техн. наук, професор (м. Київ)
Братішко В.В.	д-р техн. наук, с.н.с. (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)

Гусак О.Г.	канд. техн. наук, професор (м. Суми)
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, професор (м. Львів)
Мочалін Є.В.	д-р техн. наук, професор (м. Ханчжоу, КНР)
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-ртехн. 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)
Яхно О.М.	д-ртехн. наук, професор (м. Київ)

Секретарі

Єременко Р.О.	асистент кафедри гідрогазових систем АКФ НАУ (м. Київ)
Смолінський С.В	канд. техн. наук, доцент кафедри сільськогосподарських машин та системотехніки ім. акад. П.М. Василенка НУБіП України (м.Київ)

ЗМІСТ

Секція 1 «Технічна гідрогазомеханіка»

О.Ф. Луговський, І.А. Гришко, А.І. Зілінський, А.В. Шульга, О.Д. Петренко
ТЕХНОЛОГІЯ ДЕГАЗАЦІЇ РІДИНИ ЗА ДОПОМОГОЮ УЛЬТРАЗВУКОВОЇ КАВІТАЦІЇ **11**

В.М. Турик, В.О. Кочін
СПЕКТРАЛЬНИЙ АНАЛІЗ ВИХІДНОГО ПОТОКУ ВИХРОВОЇ КАМЕРИ ПРИ КЕРУВАЛЬНИХ ДІЯХ **15**

V. Brazhenko, Ph.D.
PROSPECTS FOR RESEARCH OF FLUID FLOW BETWEEN TWO CONCENTRIC CYLINDERS FOR IMPROVEMENT OF DYNAMIC FILTRATION PROCESS **17**

С.М. Ванєєв, А.Д. Лазаренко, Я.І. Білик
РОЗРАХУНОК ТА ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕЧІЇ ГАЗУ В СТУПЕНІ ВІДЦЕНТРОВОГО КОМПРЕСОРА ЗА ДОПОМОГОЮ СУЧАСНИХ ПРОГРАМНИХ КОМПЛЕКСІВ **19**

І.Ф. Кінащук, І.Г. Бабічев, М.І. Кінащук
ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕЧІЇ ВИХЛОПНИХ ГАЗІВ ДВИГУНІВ У СКЛАДІ З ЕКРАННО-ВИХЛОПНИМ ПРИСТРОЄМ **21**

В.О. Коноваленко, Т.В. Тарасенко
ОСОБЛИВОСТІ ПІДХОДІВ МОДЕЛЮВАННЯ КАВІТАЦІЇ ПРИ ВИСОКОНАПІРНОМУ ДРОСЕЛЮВАННІ **25**

П.В. Лук'янов
ЗАСТОСУВАННЯ ТЕОРЕМ ГЕЛЬМГОЛЬЦА ТА СТОКСА ПРО ВИХОРОВУ ТРУБКУ ДЛЯ ОБГРУНТУВАННЯ ЇЇ КОМПАКТНОСТІ **30**

І.В. Ночніченко, В.Є. Кривошеєв
ФІЗИЧНА ВІЗУАЛІЗАЦІЯ ПРОЦЕСУ ГІДРОДИНАМІЧНОЇ ЛЮМІНЕСЦЕНЦІЇ У ДВОФАЗНОМУ СЕРЕДОВИЩІ **32**

А.С. Роговий, А.О. Нескоромений,М.О. Костюк
ПОКРАЩЕННЯ ХАРАКТЕРИСТИК ДРЕНАЖНОГО КАНАЛУ ВИХОРОКАМЕРНОГО НАГНІТАЧА **35**

О.Т. Башта, О.В. Джурик, В.Г. Романенко
ВИЗНАЧЕННЯ СТЕПЕНІ ДВОФАЗНОСТІ ПОТОКУ РОБОЧОЇ РІЄДИНИ НА ВХОДІ У ГІДРОНАСОС **38**

О.Т. Башта, О.В. Джурик, В.Г. Романенко
ВПЛИВ РОЗМІРІВ ЧАСТИНОК ЗАБРУДНЮВАЧА НА ІНТЕНСИВНІСТЬ ЇХ ПОДРІБНЕННЯ У КАВІТАЦІЙНОМУ ПОЛІ **40**

Секція 2 «Гідромашини і гідропневмоагрегати»

Є.Ю. Сахно, В.М. Чуприна
ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ МОДЕРНІЗОВАНОГО ГІДРОСТАТИЧНОГО ПІДШИПНИКА З УРАХУВАННЯМ ЗМІЩЕННЯ ВАЛА ПІД НАВАНТАЖЕННЯМ **44**

О.Т. Башта, О.В. Джурик, В.Г. Романенко, О.В. Башта
КАВІТАЦІЙНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ АКСІАЛЬНО-ПОРШНЕВИХ НАСОСІВ З ПОДІБНИМИ КАЧАЮЧИМИ ВУЗЛАМИ **46**

П.В. Лук'янов, В.М. Бадах, В.С. Бутько, К.С. Павлова
РУХ ПОРШНЯ ГІДРОЦИЛІНДРА ПІД ЧАС ГІДРОУДАРУ **48**

І.В. Ночніченко, А.С. Цимбалюк
РОЗРОБКА КЕРОВАНОГО ДРОСЕЛЯ МЕХАТРОННОГО АМОРТИЗАТОРА **50**

В.В. Ткачук, О.Ф. Саленко, В.Т. Щетинін
ЗАСТОСУВАННЯ ГІБРИДНОГО ІНСТРУМЕНТУ ДЛЯ ОЧИЩЕННЯ ПОВЕРХОНЬ ТУРБОАГРЕГАТІВ **55**

С.В. Лозня, Э.П. Ясиницкий
МОДЕЛИРОВАНИЕ ГАЗОПЕРЕКАЧИВАЮЩЕГО АГРЕГАТА ГПА-Ц-6,3 **61**

О.П. Ящук
МЕТОДИ ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ГІДРОСТРУМЕНЕВОЇ ОБРОБКИ **64**

Р.В. Пузік, В.Ю. Кондусь
РОЗШИРЕННЯ ПЕРСПЕКТИВ ЗАСТОСУВАННЯ ВІЛЬНОВИХРОВИХ НАСОСІВ ТИПУ СВН ШЛЯХОМ МОДИФІКАЦІЇ ПРОТОЧНОЇ ЧАСТИНИ **67**

В.Ю. Кондусь, О.Г. Гусак, А.І. Шевченко
ПРАКТИКА РОЗРОБКИ І ПРОЄКТУВАННЯ ВІДЦЕНТРОВИХ НАСОСІВ З ПІДВИЩЕНИМИ ПОКАЗНИКАМИ НАПІРНОСТІ НА ПРИКЛАДІ НАСОСІВ ДЛЯ ПІДТРИМКИ ПЛАСТОВОГО ТИСКУ ЦНС 180-1900 **69**

О.А. Куліков, С.С. Петренко, О.В. Ратушний
ДОСЛІДЖЕННЯ ОПТИМАЛЬНОЇ КІЛЬКОСТІ ТА ФОРМИ ЛОПАТЕЙ У КОНТРРОТОРНОМУ СТУПЕНІ ВІДЦЕНТРОВОГО НАСОСА **73**

Ю.О. Литвин, Т.В. Тарасенко
ДОСЛІДЖЕННЯ КОЛИВАНЬ ТОНКОСТІННИХ ОБОЛОНОК ЗА ДОПОМОГОЮ ЧИСЕЛЬНИХ МЕТОДІВ **76**

В.М. Стадниченко
ДОСЛІДЖЕННЯ МЕХАНІЗМІВ НАПРАВЛЕНОГО МАСОПЕРЕНЕСЕННЯ У ВУЗЛАХ ТЕРТЯ ОБ'ЄМНИХ ГІДРОМАШИН В УМОВАХ КЕРУВАННЯ ТЕПЛОВИМ ПОТОКОМ **80**

Секція 3 «Системи приводів. Елементи і системи гідропневмоавтоматики. Технологія і обладнання машинобудівного виробництва»

А.І. Панченко, А.А. Волошина, І.А. Панченко, О. Дроздов
ДИНАМІКА ЗМІНИ ФУНКЦІОНАЛЬНИХ ПАРАМЕТРІВ МЕХАТРОННОЇ СИСТЕМИ З ГІДРАВЛІЧНИМ ПРИВОДОМ З УРАХУВАННЯМ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ УМОВ **89**

С.В. Воронін, В.О. Стефанов, О.О Ткаченко,Р.С. Васянович
МЕТОДИКА ПРОГНОЗУВАННЯ ВИДІВ МАЩЕННЯ ПЛУНЖЕРНИХ ПАР ГІДРОМАШИН З УРАХУВАННЯМ В'ЯЗКОСТІ РОБОЧОЇ РІДИНИ **93**

О.С. Мачуга, В.В. Шалапай
ПРОГНОЗУВАННЯ ЧАСУ ПРАЦЕЗДАТНОСТІ УЩІЛЬНЕНЬ ГІДРОПРИВОДА **95**

Г.А. Аврунін, І.Г. Кириченко, О.О. Резніков, І.І. Мороз
ДОСЛІДЖЕННЯ ОБ'ЄМНОГО ГІДРОПРИВОДА МОБІЛЬНОГО ПІДЙОМНИКА З РОБОЧОЮ ПЛАТФОРМОЮ **99**

М.І. Іванов, С.А. Шаргородський, Р.О. Гречко
НАПРЯМИ УДОСКОНАЛЕННЯ ГІДРОСТАТИЧНИХ ТРАНСМІСІЙ ІЗ РЕГУЛЬОВАНИМИ АКСІАЛЬНИМИ РОТОРНОПОРШНЕВИМИ НАСОСАМИ **105**

А.І. Панченко, А.А. Волошина, А. Шепель, А.А. Волошин
СТРУКТУРНО-ФУНКЦІОНАЛЬНА СХЕМА МЕХАТРОННОЇ СИСТЕМИ З ГІДРАВЛІЧНИМ ПРИВОДОМ **108**

В.І. Перепелиця
АВТОМАТИЗОВАНИЙ ПРИСТРІЙ ДЛЯ ФОРМУВАННЯ ЗАГОТОВОК ЦЕГЛИ З ГІДРАВЛІЧНИМ ПРИВОДОМ ТА КЕРУВАННЯМ ВІД КОНТРОЛЕРА **112**

А.О. Товкач, Л.Г. Козлов
ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИЙ СТЕНД ДЛЯ ДОСЛІДЖЕННЯ ХАРАКТЕРИСТИК ГІДРОСИСТЕМИ З РЕГУЛЬОВАНИМ НАСОСОМ ТА ЕЛЕКТРОГІДРАВЛІЧНИМ РЕГУЛЯТОРОМ **115**

О.С. Мачуга, Ю.Р. Луста
ВИЗНАЧЕННЯ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ ТА ДІАГНОСТИКА ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ УМОВ ГІДРОЦИЛІНДРА **118**

Секція 4 «Гідропневмоприводи та системи сільськогосподарської техніки»

М.С. Волянський, О.О. Макогін
АНАЛІЗ СПОСОБІВ РОЗВАНТАЖЕННЯ НАСОСІВ У ГІДРОПРИВОДАХ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОЇ ТЕХНІКИ **122**

В.П. Кушнір
ЗМЕНШЕННЯ ВТРАТ ПОТУЖНОСТІ ПРИВОДА РІЗАЛЬНОГО МЕХАНІЗМУ РІЗАКА СИЛОСУ **125**

А.Л. Щупак, О.С. Мачуга
ЕНЕРГЕТИЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПРОЦЕСУ КОЛІЄУТВОРЕННЯ УПРОДОВЖ ТРАНСПОРТУВАННЯ ДЕРЕВИНИ **127**

В.С. Руткевич
ОПТИМІЗАЦІЯ КОНСТРУКТИВНИХ ПАРАМЕТРІВ РОЗПОДІЛЬНИКА ПОТОКУ ДЛЯ АДАПТИВНОЇ СИСТЕМИ ГІДРОПРИВОДІВ БЛОЧНО-ПОРЦІЙНОГО ВІДОКРЕМЛЮВАЧА СТЕБЛОВОГО КОРМУ **132**

В.М. Яропуд
ДОСЛІДЖЕННЯ АВТОМАТИЧНОЇ ВЕНТИЛЯЦІЙНОЇ СИСТЕМИ ЗАБОРУ ПОВІТРЯ З ТВАРИННИЦЬКОГО ПРИМІЩЕННЯ **134**

Секція 5 «Загальні питання промислової гідравліки і пневматики, енергозбереження, екології та машинобудування»

В.Б. Струтинський
ПРОБЛЕМИ РОЗВИТКУ ПРОМИСЛОВОЇ СУЧАСНОЇ ГІДРАВЛІКИ ТА ПНЕВМАТИКИ **138**

Ю.М. Кузнєцов, Гао Сіньмінь
ВИКОРИСТАННЯ СИСТЕМНО-МОРФОЛОГІЧНОГО ПІДХОДУ ПРИ ПОШУКУ НОВИХ ЛЕЩАТ ДЛЯ ЗАТИСКУ ОБ'ЄКТІВ ПРАВИЛЬНОЇ І СКЛАДНОЇ ФОРМИ **141**

В.М. Бадах, В.В. Скиба, О.В. Іванько, В.В. Лисиця, Р.М. Борис, М.М. Стець, В.Ф. Рибальченко
РОЛЬ ТА ЗНАЧЕННЯ ГІДРО-СТРУМЕНЕВИХ ТЕХНОЛОГІЙ В ЛІКУВАННІ СПАЙКОВОЇ КИШКОВОЇ НЕПРОХІДНОСТІ **147**

С.О. Хованський, І.П. Гречка, М.С. Свинаренко
ВИБІР НОМІНАЛЬНИХ ПАРАМЕТРІВ НАСОСНОГО ОБЛАДНАННЯ ТА СПОСОБІВ ЇХ РЕГУЛЮВАННЯ **150**

Р.О. Путятін, Т.А. Дунаєва
РІВНЯННЯ ФУНКЦІОНАЛЬНОГО БАГАТООБЕРТОВОГО ПОТЕНЦІОМЕТРА **153**

І.І. Верба
КЛАСИЧНЕ ПИТАННЯ: «ЩО РОБИТИ?» **156**

Л.Г. Волянська, Г.М. Нікітіна, І.Г. Бабічев
ОЦІНКА ДОЦІЛЬНОСТІ ВИКОРИСТАННЯ ДЕТАНДЕР-ГЕНЕРАТОРНИХ УСТАНОВОК НА ГАЗОРОЗПОДІЛЬНИХ СТАНЦІЯХ **158**

О.В. Жорник
ПЕРСПЕКТИВНІ НАПРЯМИ УДОСКОНАЛЕННЯ ТУРБОГВИНТО-ВЕНТИЛЯТОРНИХ ДВИГУНІВ **163**

К.І. Капітанчук
ЕКОНОМІЧНА ДОЦІЛЬНІСТЬ ВИКОРИСТАННЯ НАДЗВУКОВОГО ГАЗОВОГО ЕЖЕКТОРА ЯК ДОТИСКУВАЛЬНОГО СТРУМИННОГО КОМПРЕСОРА **167**

М.П. Андріїшин, К.І. Капітанчук
СУЧАСНИЙ СТАН ПЕРЕХОДУ ОБЛІКУ ПРИРОДНОГО ГАЗУ В ЕНЕРГЕТИЧНІ ОДИНИЦІ **171**

В.Ф. Козелецький, Т.В. Тарасенко
РЕАКТИВНІ ПРИВОДИ ВЕРТОЛЬОТІВ **175**

В.В. Козлов, Л.Г. Волянська, С.Л. Омельяненко, В.М. Єгунько
ОСОБЛИВОСТІ ВИКОРИСТАННЯ КАТАЛІЗАТОРІВ-МОДИФІКАТОРІВ ПАЛИВА НА АВІАЦІЙНИХ ДВИГУНАХ **179**

С.В. Мироненко, А.С. Венгер
ВИКОРИСТАННЯ ІНТЕЛЕКТУАЛЬНИХ ТЕХНОЛОГІЙ ДЛЯ БЕЗПЕКИ ТРАНСПОРТНОГО ПРОЦЕСУ **184**

Н.В. Оберська
ІСТОРІЯ РОЗВИТКУ ГІДРАВЛІКИ, ЯК НАУКИ **188**

І.В. Приступа, В.В. Благовісна
ІНФОРМАЦІЙНИЙ АНАЛІЗ ЗНАЧЕННЯ І РОЗВИТКУ МАШИНОБУДУВАННЯ У СВІТІ **192**

О.В. Денисюк, К.В. Балалаєва
ЗАСОБИ ЗНИЖЕННЯ ШУМУ ГВИНТІВ І ГВИНТОВЕНТИЛЯТОРИ ГАЗОТУРБІННИХ ДВИГУНІВ **196**

О.Р. Сіваченко
КІНЕТИЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ ГІДРАВЛІЧНИХ РІДИН **200**

І.В. Приступа, В.В. Благовісна
ГІДРОНАСОС ЯК ОСНОВНИЙ СКЛАДОВИЙ ЕЛЕМЕНТ ГІДРОПРИВОДА **203**

А.П. Багач, О.П. Ящук
КРИОГЕННИЙ БЛАСТИНГ ЯК ЕФЕКТИВНИЙ СПОСІБ ОЧИСТКИ МАШИН І МЕХАНІЗМІВ **207**

С.А. Халіль
ОПТИМІЗАЦІЯ КОНСТРУКТИВНИХ ПАРАМЕТРІВ ЕЛЕКТРООЧИЩУВАЧА ДЛЯ ЗАСТОСУВАННЯ У РІДИННО-ГАЗОВИХ СИСТЕМАХ ЛІТАЛЬНИХ АПАРАТІВ **212**

Р.О. Єременко, В.М. Бадах
ПЕРСПЕКТИВНИЙ ЛІНІЙНИЙ ГІДРАВЛІЧНИЙ ПРИВОД **214**

A. Chernobrova, O. Moloshnyi
EXPERIMENTAL AND NUMERICAL RESEARCH OF THE PRESSURE DISTRIBUTION IN THE VOLUTE-CASING OF THE DOUBLE-ENTRY CENTRIFUGAL PUMP **217**

СЕКЦІЯ 1
ТЕХНІЧНА ГІДРОГАЗОМЕХАНІКА

УДК 621.647.23

О.Ф. Луговський, д-р техн. наук
І.А. Гришко, канд. техн. наук
А.І. Зілінський, канд. техн. наук
А.В. Шульга, канд. техн. наук
О.Д. Петренко, канд. техн. наук
Національний технічний університет України
«Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»

ТЕХНОЛОГІЯ ДЕГАЗАЦІЇ РІДИНИ ЗА ДОПОМОГОЮ УЛЬТРАЗВУКОВОЇ КАВІТАЦІЇ

Введення в рідину ультразвукових коливань, інтенсивність яких перевищує поріг виникнення кавітації за даних умов, дозволяє здійснити ультразвукову кавітаційну обробку рідини. Вторинні ефекти, що супроводжують явище ультразвукової кавітації, а саме, сферичні хвилі, що утворюються при схлопуванні кавітаційних бульбашок, потужні кумулятивні струмені, що виникають при схлопуванні кавітаційних бульбашок поблизу твердих поверхонь та сусідніх бульбашок, мікротечії тощо. дозволяють підвищити ефективність багатьох технологічних процесів [1]. Так, процес утворення росту та коливальний рух в ультразвуковому полі кавітаційних бульбашок дозволяє інтенсивно видаляти з рідини розчинений і нерозчинений газ за рахунок дифузії газу в бульбашку упродовж збільшення її розміру та видалення з рідини бульбашок, які злипаються внаслідок коливального руху і піднімаються вгору [2].

Для дослідження технологічного процесу дегазації рідини в ультразвуковому полі було створено експериментальну установку, зображену на рисунку 1. Маємо ємність з герметично закріпленою кришкою, в якій розміщена трубка малого діаметру з нанесеними поділками. Верхній кінець трубки відкритий в атмосферу. Основна трубка герметично монтується у корпусі.

Ультразвуковий випромінювач герметично монтується в нижній частині корпусу. Ультразвукові хвилі, що генеруються випромінювачем, призводять до виникнення кавітації, наслідком чого є утворення кавітаційних бульбашок, їх з'єднання в більші. Маючи більший об'єм, вони мають і більшу плавучість (закон Архімеда), тому піднімаються до верхньої частини основної трубки, а далі через мірну трубку виділяються в атмосферу, зменшуючи об'єм рідини в ємності. Завдяки мірній трубці малого діаметру і значному об'єму робочої порожнини, при зменшенні об'єму дослідної рідини на 0,1% , зміщення рівня досягає 20 мм, що дозволяє досить точно вимірювати вміст повітря в рідині.

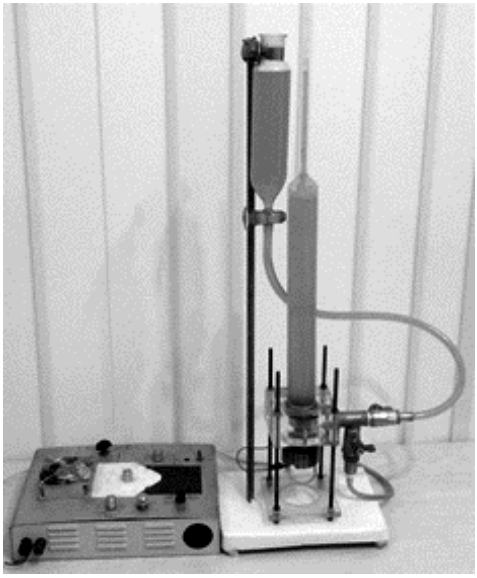


Рисунок1 — Експериментальна установка для ультразвукової дегазації рідин: 1 — корпус; 2 — ультразвуковий випромінювач; 3 — основна трубка; 4 — кришка; 5 — мірна трубка; 6 — ємність для заливання; 7,10 — трубки підводу та зливу рідини; 8,9 — крани підводу та зливу рідини; 11 — блок живлення

Для експериментів було обрано 3 різних мастила з різними властивостями:

1. Мастило для гідравлічних систем Envirologic 3046

- $\rho = 860$ кг/м^3; $\mu = 49$ сСт

2. Моторне мастило ShellHelixUltra 0w40

- $\rho = 844$ кг/м^3; $\mu = 75{,}2$ сСт

3. Мастило автоматичних трансмісій ATF

- $\rho = 862$ кг/м^3; $\mu = 33{,}8$сСт

Ультразвукова дегазація

Заміри рівня рідини у трубці проводяться за часом. Перший замір здійснюється на 5-й секунді після наповнення установки мастилом, наступні заміри проводяться на 15-й, 35-й та 60-й секундах. Невеликий час експерименту, обумовлений нагріванням дослідної рідини протягом тривалого опромінення ультразвуком, наслідком чого є теплове розширення, що робить неможливим зняття точних даних на даному стенді.

Відстоювання

Заміри рівня рідини у трубці проводяться за часом. Перший замір здійснюється на 5-й хвилині після наповнення установки мастилом, наступні заміри проводяться на 15-й, 35-й, 60-й, 120-й, 180-й хвилинах та через 12 годин після початку досліду.

Порівняння результатів ультразвукової технології дегазації з відстоюванням

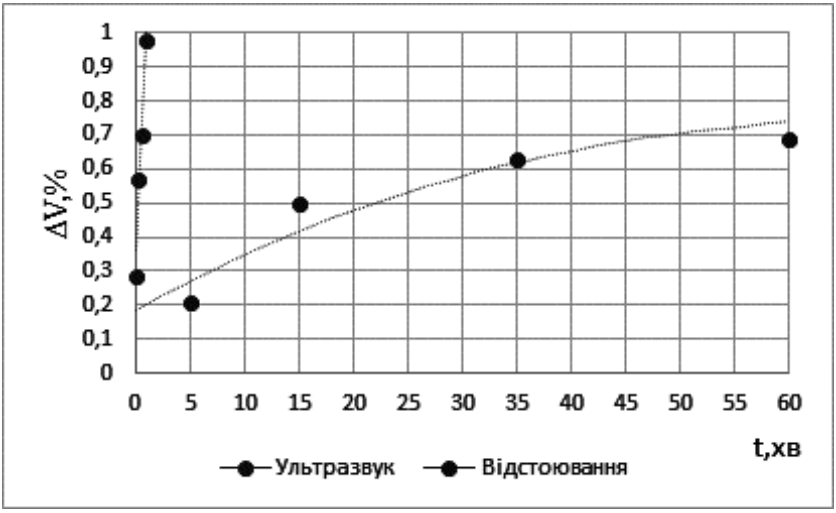


Рисунок 2. Порівняння результатів для мастила Envirologic 3046

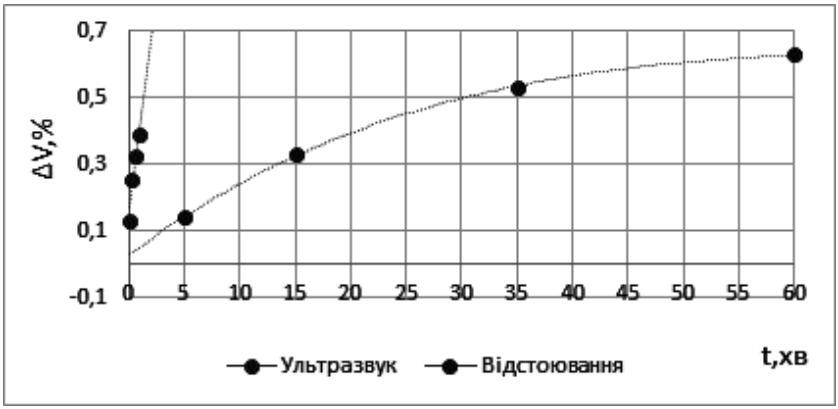


Рисунок 3.Порівняння результатів для мастила ShellHelixUltra 0w40

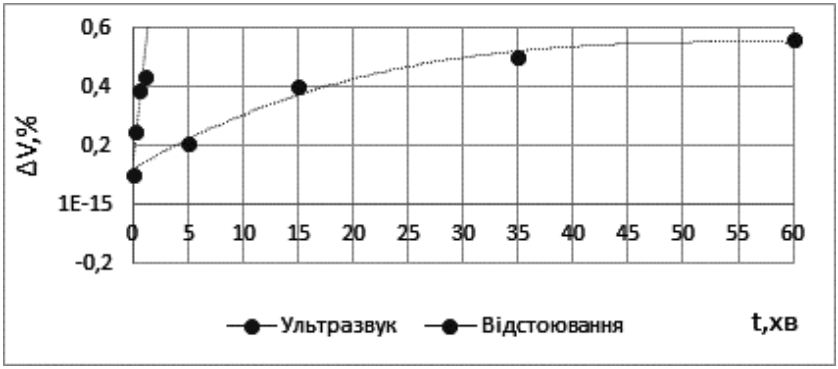


Рисунок 4. Порівняння результатів для мастила ATF

Аналізуючи отримані дані, можна зробити висновок про значне збільшення ефективності технологічного процесу дегазації рідини при застосуванні ультразвукової кавітаційної обробки.

Список використаних джерел

1. Луговской, А. Ф. Ультразвуковая кавитация в современных технологиях / А. Ф. Луговской, Н. В. Чухраев. — Киев : 2007. — 244 с.

2. Физика и техника мощного ультразвука. т. 2 / Ред. Л. Д. Розенберг. — Москва, 2012. — 268 с.

УДК 533.6.08 : 532.527

В.М. Турик, канд. техн. наук
Національний технічний університет України
«Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»,
В.О. Кочін, канд. техн. наук
Інститут гідромеханіки НАН України

СПЕКТРАЛЬНИЙ АНАЛІЗ ВИХІДНОГО ПОТОКУ ВИХРОВОЇ КАМЕРИ ПРИ КЕРУВАЛЬНИХ ДІЯХ

Дослідження аеродинаміки вихрових камер з розвиненою тупиковою частиною [1, 2] виявили складну структуру потоків, що складається з енергоємних вихрових утворень, які поглинають у пристінній зоні течії модифіковані вихори Гьортлера—Людвіга та квазітейлорівські вихори, а в торцевій зоні тупикова частина потоку трансформується за схемою Бьодевадта в центральний квазітвердотільний вихор (ЦКТВ). Одним з найменш вивчених процесів залишається процес взаємодії цього вихору з активною частиною вхідного потоку, яка одразу за впускним соплом відокремлюється у напрямку виходу з камери. Досліди свідчать про формування в пристінній області цієї частини потоку структури течії, багато в чому аналогічній спіралеподібній структурі пристінної тупикової течії. Однак внутрішня область активної частини потоку являє собою закінчений результат власної взаємодії із ЦКТВ. Роз'єднати ці складові сумарної зсувної течії в центральній області проточної ділянки вихідного потоку, а тим паче з'ясувати механізм їх взаємодії при тих чи інших керувальних діях фізичним або математичним моделюванням дуже складно. В роботі пропонуються результати експериментального дослідження інтегральної структури потоку на виході з вихрової камери із залученням спектрального аналізу при застосуванні статичного керування характеристиками течії варіюванням осьового кута орієнтації поодинокого вхідного сопла розмірами 0,041×0,025 м^2 у діапазоні $-20^0 \le \alpha \le 20^0$. Кут тангенціальності введення потоку до камери складав $\gamma=88^0$. Дослідження проведено на аеродинамічному стенді, робочою частиною якого слугує вихрова камера з варійованою відносною глибиною розташування глухого торця у межах L/d_o = 0 — 4,4. Діапазон чисел Рейнольдса, обчислених за

еквівалентним діаметром впускного сопла та середньою швидкістю вхідного потоку, складав Re_c=55000—86500. В результаті термоанемометрії течії у вихідному перерізі камери отримано: графіки профілів безрозмірних величин трансверсальної складової швидкості $U^*=U/W_a$, де W_a — середня за вихідним перерізом камери поздовжня швидкість потоку; інтенсивності пульсацій $\varepsilon_u = \sqrt{\overline{u'^2}}/U$; АЧХ у найбільш характерних точках перерізу. Реакція параметрів течії у наведених вище діапазонах на керувальні впливи оцінювалась за основними гармоніками АЧХ і такими показниками: $k_u = \dfrac{\overline{\varepsilon}_u - \overline{\varepsilon}_{u,o}}{\overline{\varepsilon}_{u,o}} 100\%$, де $\overline{\varepsilon}_u$, $\overline{\varepsilon}_{u,o}$ — усереднені за часом значення інтенсивності пульсацій за наявності та відсутності керувальних дій; $K_u = \dfrac{\varepsilon_u^{max} - \varepsilon_u^{min}}{\overline{\varepsilon}_u}$ і $K_{u,o} = \dfrac{\varepsilon_{u,o}^{max} - \varepsilon_{u,o}^{min}}{\overline{\varepsilon}_{u,o}}$; $\delta = \dfrac{K_u - K_{u,o}}{K_{u,o}} 100\%$.

Висновки. При Re_c= 86500 найбільш прийнятним з точки зору оптимізації процесу і отримання повноти перемішування середовища на виході вихрової камери виявляється її варіант з параметрами: L/d_o=4,4 і α = —20^0. При Re_c = 55000 найбільш раціональними можна вважати камери з видовженням тупикової частини L/d_o = 4,4 при α = 0^0 і —20^0, причому перший варіант є найкращим.

Список використаних джерел

1. Турик, В.Н. О гидродинамической неустойчивости в вихревых камерах. Промислова гідравліка і пневматика. — 2006. — №3(13). — С. 32—37.

2. Бабенко В.В., Турик В.Н. Макет вихревых структур при течении потока в вихревой камере. Прикладна гідромеханіка. — 2008. — Т. 10 (82), — № 3. — С. 3—19.

UDC 628.16:532.54

V. Brazhenko, Ph.D.
Department of Mechanical Engineering, College
of Engineering, Zhejiang Normal University.
Jinhua, Zhejiang province, China.

PROSPECTS FOR RESEARCH OF FLUID FLOW BETWEEN TWO CONCENTRIC CYLINDERS FOR IMPROVEMENT OF DYNAMIC FILTRATION PROCESS

The research interest in the technical mechanics of liquid and gas is the transition of the flow from laminar to turbulent. A laminar-turbulent transition is an important object of study because it is found in various hydraulic devices and remains one of the most unresolved problems in fluid mechanics. It includes the research of the flow in the annular channel between two moving concentric cylinders, as shown in Figure 1. This class of problem is known as the Taylor—Couette flow [1,2]. Although the task has relatively simple boundary conditions, countless stable flow states are possible in a wide range of parameters. Of particular interest is the use of these stable states in scientific and technical applications.

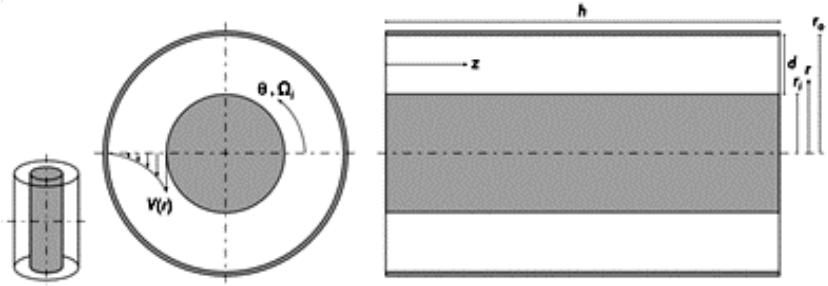


Figure 1 — Problem formulation of liquid flow in the annular channel between two concentric cylinders.

Research of fluid flow between moving concentric cylinders is an extremely important and promising direction for dynamic filtration [3].

In the present study, numerical simulation was carried out for an investigation of the fluid flow and solid admixture particles' motion

(size 100-200μm) inside the filter with rotating membrane. Its work is based on the principle of dynamic filtration. Resalts of cleaning efficiency are presented for stable flow (Fig. 2) between two concentric cylinders, where an outer cylinder is unmoving and an inner one is rotating.

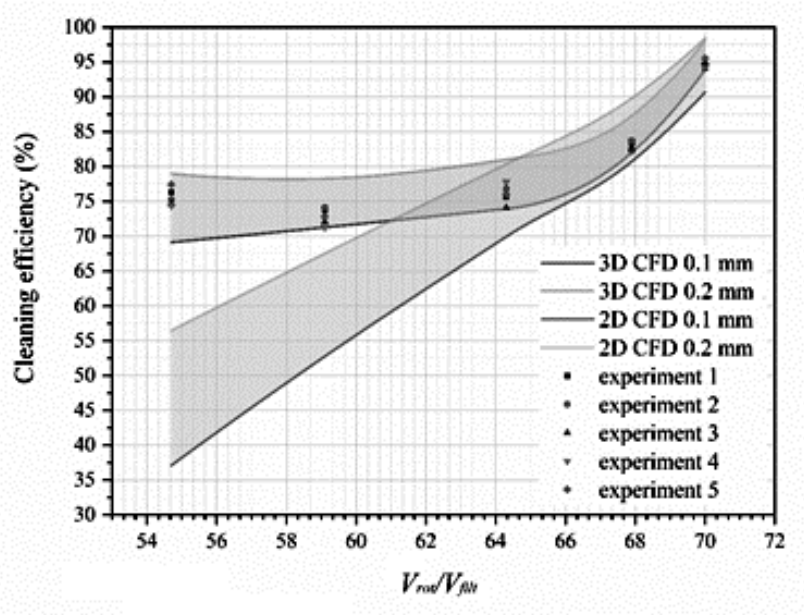


Figure 2 — Comparison CFD results with experiments of cleaning efficiency.

List of sources

1. Couette, M. (1890). Studies relating to the friction of liquids. *Ann. Chim. Phys*, *21*(6), 433-510.

2. Teylor, G. I. (1923). Stability of a viscous liquid contained between two rotating cylinders. *Phil. Trans. R. Soc. Lond*, *223*, 289-343.

3. 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.

УДК 621.515

С.М. Ванєєв, канд. техн. наук,
А.Д. Лазаренко, магістр
Сумський державний університет,
Я.І. Білик
«ТРІЗ» ЛТД ТОВ

РОЗРАХУНОК ТА ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕЧІЇ ГАЗУ В СТУПЕНІ ВІДЦЕНТРОВОГО КОМПРЕСОРА ЗА ДОПОМОГОЮ СУЧАСНИХ ПРОГРАМНИХ КОМПЛЕКСІВ

Поширеним типом відцентрового компресору є одновальний відцентровий компресор. Альтернативою компресорам, виконаним за класичною одновальною конструкцією, може бути багатовальний компресор. Багатовальні відцентрові компресори останнім часом отримали значний розвиток.

Багатовальний відцентровий восьмиступеневий компресор 8RKB62 встановлено на одному з хімічних підприємств України. Компресор призначений для стиснення вуглекислого газу від атмосферного тиску до 15,5 МПа, що необхідно для промислового виробництва карбаміду.

Протягом експлуатації компресору виявлено ненадійність роботи 7 та 8 ступенів. Зокрема, часті аварійні зупинки через перевищений рівень вібрації, неналежне функціонування ущільнень, що призводить до неможливості отримання необхідних параметрів стиснутого робочого тіла.

У цеху підприємства, де розташовано компресор, встановлені два поршневих компресори, які працюють позмінно, що забезпечують масову витрату, що дорівнює компресору 8RKB62, і збільшення тиску від 35 атм до 155 атм, що необхідно згідно технічних умов для подальшого надходження у лінію споживання.

У компресорі 8RKB62 тиск 35 атм отримується після 5-го ступеня. Для забезпечення працездатності відцентрового компресора пропонується перерахувати 5-й ступінь на два ступеня для подальшого встановлення на вже існуючий вал у компресорі, а 6—8 ступені виключити з конструкції компресору

та замінити їх поршневими компресорами. Перерахування 5-го ступеня на два ступені врівноважить осьові зусилля та не порушить силовий баланс компресору.

У роботі відображена розробка твердотільних моделей досліджуваних ступенів компресору 8RKB62 за допомогою програмного комплексу CFturbo та дослідження течії газу в робочих колесах та ступенях у цілому за допомогою програмного комплексу ANSYS CFX:

1. Розроблені 5 та 6 ступені багатовального компресору 8RKB62 у програмному комплексі CFturbo. Після аналізу течії газу в розроблених ступенях за допомогою програмного комплексу ANSYS CFX та ітераційних змін геометричних параметрів ступенів отримані 5 та 6 ступені з оптимальними параметрами для функціонування на номінальному режимі компресору при масовій витраті 15,5 кг/с.

2. Досліджена течія газу в розроблених ступенях компресору і отримані їх газодинамічні характеристики. Виходячи з результатів дослідження, розроблені відцентрові ступені можна використовувати у компресорі 8RKB62 з режимом при масовій витраті у 15,5 кг/с, але існує можливість подальшого доопрацювання ступенів з метою підвищення ККД.

3. Розрахунок на міцність виявив, що розроблені робочі колеса з матеріалу Ti-6Al-4V є достатньо міцними для функціонування на робочій частоті у 32045 об/хв. Деформація коліс є незначною, та не вплине на функціонування.

4. Отримані результати розрахунків свідчать про те, що програмний комплекс CFturbo можна використовувати для попередніх розрахунків ступенів відцентрових компресорів та розробки їх твердотільних моделей з метою подальшого доопрацювання у інших CFX та CFD програмних комплексах, оскільки розрахункова модель CFturbo є спрощеною.

5. Виконано 80,3 Гб рохрахунків, серед яких 37 Гб дослідних розрахунків для отримання напірних характеристик (проведено 32 обчислювальних експерименти).

УДК 629.735.03(02)

І.Ф. Кінащук, канд. техн. наук,
І.Г. Бабічев,
М.І. Кінащук
Національний авіаційний університет

ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕЧІЇ ВИХЛОПНИХ ГАЗІВ ДВИГУНІВ У СКЛАДІ З ЕКРАННО-ВИХЛОПНИМ ПРИСТРОЄМ

Вихідний пристрій ГТД є джерелом сильної інфрачервоної енергії, яку можна виявити ракетами теплового наведення чи різними видами систем обробки інфрачервоних зображень для задач цілей або стеження. Для зменшення помітності в тепловому діапазоні застосовується система змішування гарячих вихлопних газів двигуна з навколишнім повітрям, цей спосіб дозволяє зменшити інфрачервоне випромінювання двигунів. У даному дослідженні на основі чисельного аналізу особливостей течії вихлопних газів ГТД в складі з екранно-вихлопним пристроєм обґрунтована його нова конструктивна схема, більш ефективна по рівню гідравлічних втрат та більш технологічна у виробництві.

Випускний тракт застосовується на вертольотних ГТД для відведення вихлопних газів у потрібному напрямку, також для підвищення ефективності двигуна, що досягається певною дифузорністю випускного каналу. Таке конструктивне рішення дозволяє частину кінетичної енергії вихлопних газів перетворити в роботу стиснення і збільшити перепад тиску на вільній турбіні, а відповідно, і потужність ГТД.

Найбільш достовірним методом визначення вихідної характеристики випускного каналу ГТД є продувка моделей. Даний метод хоч і інформативний, але через складну нерівномірність течії в реальному вихлопному тракті

достовірність є занизькою [1]. Також можливе наближене розрахункове визначення характеристик випускного тракту по методу Д.В. Гуревича [2]. Сутність цього методу зводиться до розчленування складного каналу на низку простих елементів і їх послідовному розрахунку. Наближеність подібного методу розрахунку обумовлена тим, що характеристики окремих дифузорних елементів суттєво залежать від степені рівномірності

потоку на вході в них, яка при послідовному розташуванні елементів не піддається розрахунку.

Застосування екранно-вихлопного пристрою (ЕВП) ежекторного типу в складі з випускним трактом вертольота взагалі унеможливлює застосовувати вищенаведені методи для визначення характеристик випускного тракту, які суттєво змінюються від виду та конструкції ЕВП.

Штатні екранно-вихлопні пристрої для вертольотів Мі-8 та Мі-24 були розроблені в СРСР в кінці 70-х років минулого століття. Бойове застосування цих вертольотів з установленими ЕВП показало суттєве зниження враження їх переносними зенітно-ракетними комплексами. Разом з тим були виявлені великі (біля 10%) втрати потужності на валу вільної турбіни і, як наслідок, зниження максимальної злітної ваги, зменшення дальності та тривалості польоту, а також статичної та динамічної висот [3].

На рисунку 1 показано поворотний газодинамічний контур ЕВП. Конструкції ЕВП для лівого і правого двигунів повністю ідентичні, відрізняються тільки як дзеркальне відображення одне одного.

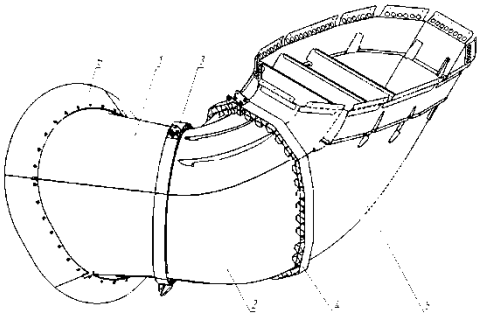


Рисунок 1 — Поворотний газодинамічний контур ЕВП

Поворотний газодинамічний контур ЕВП, по якому відводяться вихлопні гази двигуна, конструктивно складається з основних вузлів: приймач (1); передня частина контуру (2); силові пояси (3,4); задня частина контуру (5); ущільнення (6).

Принцип роботи ЕВП полягає в наступному. Гарячий струмінь вихлопних газів двигуна надходить в поворотний газодинамічний контур ЕВП. Між вихлопних патрубком двигуна і приймачем газодинамічного контуру ЕВП утворюється профільований зазор, який грає роль газового ежектора. Цей ежектор призначений для виведення гарячих газів з-під капотного простору вертольота. Ежекційний ефект посилюється гумовим ущільненням, закріпленим на приймачі газодинамічного контуру. Струмінь вихлопних газів двигуна у цьому випадку грає роль активної ежектуючого струменя. Чисельне дослідження виконане в універсальному вбудованому в CAD системи Catia5-CFD пакеті/програмі FloEFDMentorGraphicsCorp.

Розрахунки були виконані для злітного режиму роботи ГТД. Метою досліджень було визначення якості течії, відсутності вторинних течій, перевірка інжекційних явищ по тракту в конструкції ЕВП і патрубках двигуна при однакових граничних умовах з використанням вихлопного патрубка.

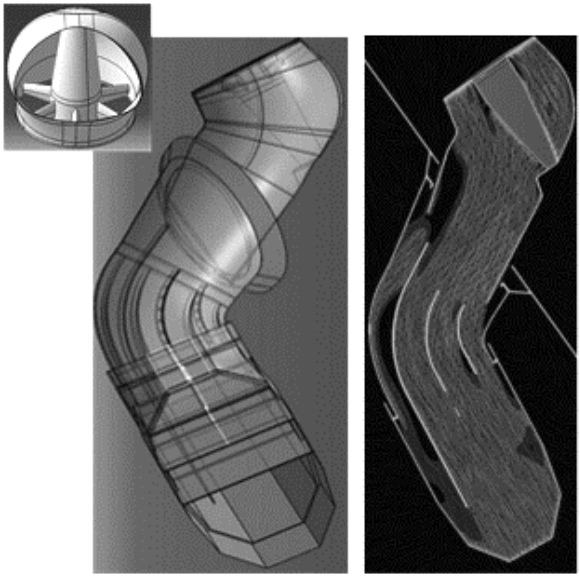


Рисунок 2 — Лінії току в штатному патрубку з приєднаним ЕВП

На рисунку 2 зображено лінії току в штатному патрубку з приєднаним ЕВП. Характер течії має складну просторову

структуру з незначною кількістю вихоревих зон, які зосереджені в зоні приєднання ЕВП до борту вертольота навколо вихлопного патрубка.

Результати розрахунків показали, що чисельне моделювання течії вихлопних газів в екранно-вихлопному пристрої, що застосовуються в складі двигуна ТВ3-117 в CAD системи Catia5-CFD пакеті/програмі FloEFDMentorGraphicsCorp може бути використано не тільки для оцінки повного тиску, але і для оптимізації геометрії проектованих ЕВП.

Показано вплив нерівномірності потоку в вихлопному насадку на характер течії в ЕВП. Незначне вирівнювання потоку в вихлопному насадку за допомогою встановленої лопатки привело до зниження втрат повного тиску в ЕВП на понад 1%[4].

Подальші розрахункові та експериментальні дослідження доцільно здійснювати з метою:

- зниження нерівномірності потоку з вихлопного насадка двигуна вертольоту;

- визначення розподілу температури вихлопних газів і поверхонь елементів ЕВП з врахуванням теплообміну між першим та другим контуром;

- верифікації результатів чисельного дослідження шляхом порівняння з результатами подальших експериментальних досліджень і натурних випробувань в умовах польоту вертольота.

Список використаних джерел

1. Масленников, М.М. Газотурбинныедвигатели для вертолетов/ М.М. Масленников, Ю.Г. Бехли, Ю.И. Шальман. — Москва: Машиностроение, 1969. — 368 с.

2. Гуревич, Д.В. Экспериментальное исследование диффузорных выпускных трактов вертолетных ТВД. Сб. «Силовые установки вертолетов», Оборонгиз, 1959.

3. Башинський, В.Г. Пропозиції по зниженню інфрачервоної помітності вертольоту / В.Г. Башинський. // Системи озброєння і військова техніка. — 2013. — №2. — С. 6—9.

4.Kinaschuk, M. (2020). Development of method of testing a set of screen-exhaust device sint hehelicopter Mi-8MSB-B. Technology Audit And Production Reserves, 4(1(54)),8—15.
doi:http://dx.doi.org/10.15587/2706-5448.2020.210373

УДК532.528.5

В.О. Коноваленко
Т.В. Тарасенко, канд. техн. наук
Національний авіаційний університет

ОСОБЛИВОСТІ ПІДХОДІВ МОДЕЛЮВАННЯ КАВІТАЦІЇ ПРИ ВИСОКОНАПІРНОМУ ДРОСЕЛЮВАННІ

Кавітація займає важливу нішу в інженерній практиці при проектуванні гідроприводів та гідропневмоавтоматики, адже залишається актуальною проблема усунення наслідків процесу кавітації в потоках рідини. Зокрема, такими є пошкодження внутрішніх поверхонь проточних каналів даних гідроагрегатів у вигляді ерозійних кратерів, а також шум і вібрація в елементах гідропривода, що стосується випадків високонапірного дроселювання, при значних перепадах тиску, то можливе повне перекриття потоку кавернами. Таким чином, дослідження механізму поведінки каверн в процесах їх еволюції викликає особливий інтерес при проектуванні гідравлічних агрегатів.

У загальному вигляді сучасні підходи до моделювання гідродинамічної кавітації поділяються на стохастичний, детермінований та комбінований.

Поділяючи процес формування кавітаційних каверн відповідно до гомогенного та гетерогенного механізмів утворення, слід виділити такі стохастичні підходи для їх опису: модель гомогенної енуклеації [1]; модифікації з введенням фактору гетерогенності [2]; модель гетерогенної нуклеації, наприклад, на частинках домішок рідкого середовища [3], на стінці [4], в її западинах [5]. Класичні роботи Я.І. Френкеля, який продовжив ідеї V. Volmeri A. Weber [6], доповнені дослідженнями J.H. Lienhard та A. Karimi [7]з пропозицією в теорії порівнювати роботу, витрачену на формування критичного нуклеону — W^*з мінімальним значен-

ням його потенційної енергії (без уточнення кінетичної енергії молекул). Критичним нуклеоном є паровий зародок в рідкому середовищі з метастабільмим станом. Частота нуклеаціїJ(число зародків в одиничному об'ємі за одиницю часу) визначається за формулою:

$$J = J^* exp(-G_H), \quad (1)$$

де $G_H = \frac{W^*}{k_B T_l}$ — число Гіббса; J^* — константа, що залежить від значень коефіцієнтів поверхневого натягу середовища і дифузії газу в ній, числа молекул рідини та їх об'єму; k_B — постійна Больцмана; T_l — температура рідини.

Зокрема вираз (2) застосовується в моделі В.К. Кедринського[8] для розрахунку повного об'єму дифузійних шарів X_d та щільності каверн N_d (радіусом Rі радіусом дифузійного шару r_d) в одиниці об'єму рідкого середовища за допомогою кінетичних рівнянь:

$$N_d = -\int_0^\tau J(t')[1 - X_d(t')]dt';$$
$$X_d = 1 - exp[-\int_0^\tau J(t')V_d(t - t')dt'] \quad (2)$$

де τ — час нуклеації кавітаційних зародків (період нуклеації); $V_d = \frac{4}{3}[(r_d/R)^3 - 1]R^3$ — об'єм дифузійного шару.

Детермінований підхід, що традиційно застосовується для опису поведінки одиничної кавітаційної бульбашки, представлений рівнянням руху (рідини довкола дисперсної сферичної частини змінного радіуса) типу Релея–Плессета, які мають різні модифікації в залежності від набору врахованих ефектів — інерційних, теплових і дифузійних. Загальна постановка крайової задачі з вільними границями, яка представлена в роботі Сі-Ді-Ю, для виділеної поверхні, що поділяє дві області: внутрішню — парогазову і зовнішню — рідинну з розчиненим газом, зазвичай переноситься на наближення про сферичну форму кавітаційної порожнини [9]. При цьому вказане рівняння є узагальненням системи рівнянь в сферичних координатах: нерозривності, руху для несучої фази, енергетичного балансу, теплопровідності, дифузії і умов на міжфазовій границі. Наприклад, нехтуючи дифузійними і тепловими чинниками класичне рівняння Релея–Плессета має вигляд:

$$R\ddot{R} + \frac{3}{2}(\dot{R})^2 = \{p_v - p_l - [2\sigma + 4\mu_l \dot{R}]/R\}/\rho_l \qquad (3)$$

де: $\dot{R} = \ddot{R} + \xi_{lv}/\rho_l$ дозволяє проаналізувати радіальний рух поверхні сферичної порожнини $R(t)$ у нескінченній нестисливій рідині в'язкістю μ_l і густиною ρ_l з врахуванням інтенсивності фазових переходів ξ_{lv} на вказаній поверхні і різниці тиску фаз $(p_v - p_l)$. Слід зазначити, що даний вираз не враховує стисливість рідини. Окремий інтерес становлять задачі стійкості сферичної форми каверни.

Комбінований підхід, відомий методом моделювання течій системи рідина—пар—газ, як гетерогенної з двома фазами («несуча» — рідина і «дисперсна» — сукупність пара і газів) в формі континуумів, що підпорядковуються законам суцільного середовища, узагальнених Р.І. Нігматуліним. При цьому реалізується складання системи характерних рівнянь в просторово-часових змінних Ейлера, коли шукані функції, наприклад, швидкість потоку, задається у кожній точці простору, і має значення її субстанціональна похідна по часу. Активно розвивається в інший спосіб моделювання руху зазначених середовищ, коли несуча фаза — континуум (в змінних Ейлера), а дисперсна утворює сукупність часток, положення яких задається змінними Лагранжа — координатами в обраній системі відліку в даний момент часу. При цьому в залежності від точності пропонуються шукані функції для кожної фази відшукувати при вирішенні систем рівнянь для кожної фази окремо з наступним уточненням впливу міжфазових масових, імпульсних і енергетичних переносів.

Найцікавішим випадком моделювання кавітації при високонапірному дроселюванні вважається явище кавітаційного запирання, коли каверна заповнює весь простір каналу. В даній роботі використовувався стандартний детермінований підхід, що базувався на використанні моделі Schnerr–Sauer з уточненнями по швидкості пульсацій тиску, яка базується на рівняннях Релея–Плессета. Результати моделювання проточної частини зворотного клапану при робочому тиску 90 кгс/см^2 показані на рисунку 1.



Рисунок 1 — Кавітаційне запирання

На даному етапі проведені розрахунки проточної області клапану, що дають змогу спостерігати картину запирання потоку, але не враховують пульсації ударного тиску.

Список використаних джерел

1. Френкель, Я.І. Кінетична теорія рідин. — Л.: Наука, 1959. — 586 с.

2. Кумзерова, Е.Ю. Численное моделирование образования и роста пузырей пара в условиях падения давления жидкости: автореф. дис.: канд. физ.-мат. наук. 01.02.05. — СПб., 2004. — 15с.

3. Сі-Ді-Ю. Деякі аналітичні аспекти динаміки бульбашок // Праці американської спільноти інженерів-механіків. Серія Д. — 1965. — Т. 87. — № 4. — С. 157—174 (пер. зангл.).

4. Hsu Y.Y. On the size range of active nucléation cavities on a heating surface // Journal of Heat Transfer. — 1962. — Vol. 94. — P. 207—212.

5. Нігматулін, Р.І. Основи механіки гетерогенних середовищ - М.: Наука, 1978. — 336 с.

6. Volmer, V. Keimbildungin uebersaetigen Daempfen / Vol. Volmer, A. Weber // Z. Phys. Chem. — 1926. — № 119. — P. 277—301.

7. Lienhard, J.H. Homogeneous nucléation and the spinod-alline / J.H. Lienhard, A. Karimi // Journal of Heat Transfer. — 1981. — Vol. 103. — № 1. — P. 61-64. Lienhard J.H., Karimi A. Homogeneous

nucléation and the spinodalline // Journal of Heat Transfer.— 1981. — Vol. 103. — № 1. — P. 61—64.

8. Кедринский, В.К. О газодинамических признаках взрывных извержений вулканов. 1. Гидродинамические аналоги предвзрывного состояния вулканов, динамика состояния трехфазной магмы в волнахдекомпрессии // Приклад, механика и техн. физика. — 2008. — Т. 49. — № 6. — С. 3—12.

9. Рождественский, В.В. Кавитация. — Л.: Судостроение, 1977. — С. 148.

УДК 532

П.В. Лук'янов, канд.фіз.-мат. наук
Національний авіаційний університет

ЗАСТОСУВАННЯ ТЕОРЕМ ГЕЛЬМГОЛЬЦА ТА СТОКСА ПРО ВИХОРОВУ ТРУБКУ ДЛЯ ОБГРУНТУВАННЯ ЇЇ КОМПАКТНОСТІ

В гідромеханіці, та зокрема у гідравліці, відомі такі поняття як *трубка току, поверхня току*. Це уявні речи, за допомогою яких формулюються важливі закони руху рідини, зокрема закон Бернуллі. Утім, багато природніх і технічних течій мають також обертальну, або вихрову, складову. Тому відоме таке поняття як *вихрова трубка* та *вихрова поверхня* [1] (рисунок 1).

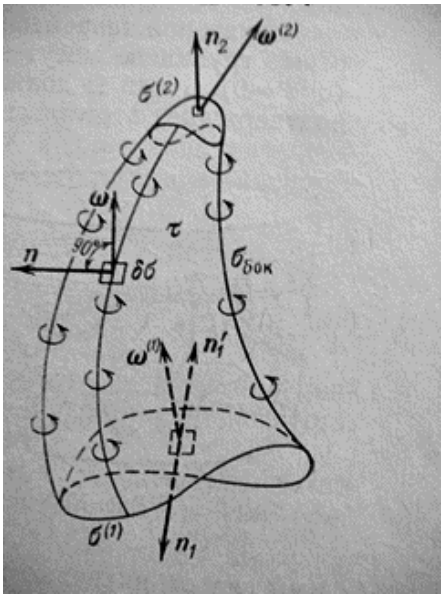


Рисунок 1. Зображення вихрової трубки та вихрової поверхні.

Згідно із другою теоремою Гельмгольца, потік вихору швидкості (також потік вектору кутової швидкості) крізь поперечний переріз вихрової трубки є однаковим у даний момент часу уздовж

вихрової трубки. З іншого боку, за теоремою Стокса про інтенсивність вихрової трубки та циркуляцію поля швидкості уздовж контуру, що її опоясує, можна пояснити існування компактних вихрових трубок — як вільних, як і обмежених твердою поверхнею. До вільних компактних вихрових трубок можна віднести природні течії, наприклад торнадо. Прикладом другого типу є закручений рух рідини у трубі. Їх об'єднує саме теорема Стокса.

Як відомо, інтенсивність вихрової трубки визначається як

$$i = 2\pi \int_{\sigma} \Omega d\sigma = \oint_{C} V \delta r \,. \qquad (1)$$

У (1) одразу наведено теорему Стокса. Слід зазначити, що вона справедлива для загальної математичної теорії поля, а не тільки для руху рідини.

Умовою того, що вихрова течія є компактною, тобто має скінчений розмір у радіальному напрямку, є компенсованість поля завихреності [2-3]

$$\int_{0}^{R_V} \omega_z r dr = 0 \,. \qquad (2)$$

Саме порівняння (1) та (2) генерує наступне твердження:

умовою компактності вихрової трубки (тобто скінченність розмірів перерізу вихрової трубки) є рівність нулеві її сумарної інтенсивності

$$i = 0 = \int_{\sigma} \Omega d\sigma \qquad (3)$$

Згідно із правою частиною рівності (1), оскільки на стінках труби швидкість рівна нулеві, то і сумарна інтенсивність вихрової трубки теж рівна нулеві. Таким чином, показано важливий зв'язок між, здавалось, різними течіями — вільними вихрами та течією у трубах.

Другий важливий приклад застосування теореми Стокса про циркуляцію. За крилом утворюється так званий спутний вихор. Але, оскільки на віддалені течія незбурена (вважаємо швидкість на нескінченності рівною нулеві), то загальна інтенсивність вихрової трубки, що складається із двох вихорів, включаючи

другий, що утворюється навколо крила (= циркуляція), рівна нулеві — за теоремою Стокса.

Наведені результати вже використовуються у навчальному процесі у спеціальному (вибірковому) курсі «Аналітичні та варіаційні методи», що читається автором студентам спеціальності 134 «Авіаційна та ракетно-космічна техніка».

Список використаних джерел

1. Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа: Учеб. для вузов. — 7-е изд. испр. — М.: Дрофа, 2003. — 840 с.

2. Лукьянов П.В. Модели компактных компенсированных вихрей и их применение в задачах механики жидкости и газа. / П.В. Лукьянов // Прикл. гідром. — 2011. — т.13(85), №2. С. 38-43.

3. Лук'янов П.В. Одновимірні моделі компактних вихрів / П.В. Лук'янов // Наукові вісті НТУУ КПІ. — 2010. — т. 8 (80), № 4. С. 145—150.

УДК 543.8 + 541.13

І. В. Ночніченко канд. техн. наук, доцент
В. Є. Кривошеєв
Національний технічний університет України
«Київський політехнічний інститут ім. Ігоря Сікорського»

ФІЗИЧНА ВІЗУАЛІЗАЦІЯ ПРОЦЕСУ ГІДРОДИНАМІЧНОЇ ЛЮМІНЕСЦЕНЦІЇ У ДВОФАЗНОМУ СЕРЕДОВИЩІ

Переважна більшість результатів експериментальних та теоретичних праць вказує на те, що процеси гідродинамічної люмінесценції мають електричний характер походження. [1,2]

Для експериментального вивчення гідродинамічної люмінесценції в двофазному середовищі ми використали модель кавітатора у вигляді прозорого циліндра з оргскла (рисунок 1) [6]. Інертний газ додавали до робочої рідини в трубці Вентурі на вході в гідравлічну систему.

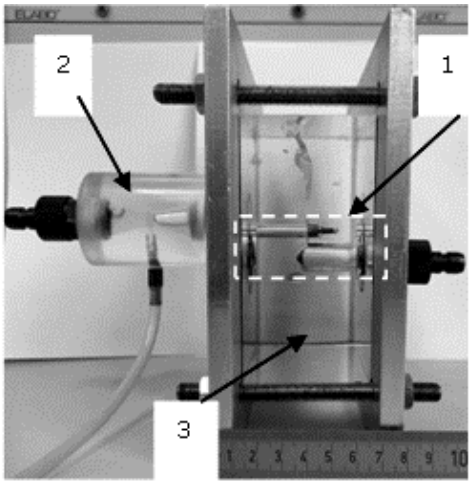


Рисунок 1 - Досліджувана модель
(1 - реактор, 2 - трубка Вентурі, 3 - корпус)

Досліди проводили з використанням мінерального масла як робочої рідини при вхідному тиску до 4 МПа та витраті до 10^{-5} м^3/с.

Цифрове збільшення зображення свічення спалаху свідчить, що в його умовному центрі симетрії колір світлового випромінювання є чисто білим, а по периферії – яскраво-синім і нагадує електричний розряд (рисунок 2) [3–5].

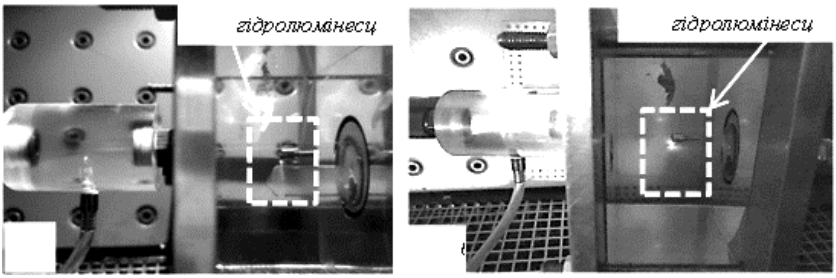


Рисунок 2 — а) без насичення, б) з насиченням інертним газом

В результаті експерименту було встановлено, що без насичення інертним газом люмінесценція відбувається при падінні тиску на 2 МПа, тоді як за допомогою газової суміші (з переважним вмістом інертного газу) можна досягти люмінесценції навіть при падінні тиску на 1 МПа.

За результатами роботи та аналізу перевірених експериментальних досліджень побудовано концептуальну модель етапів, що розвивають процес кавітації та супутніх ефектів.

Використання гідродинамічної кавітації з гідродинамічною люмінесценцією для отримання енергії за певних умов є раціональним, що пояснюється компактністю та дешевизною установки в цілому. Накопичення енергії кавітації може бути одним з найбільш інноваційних та ефективних способів досягнення високої щільності енергії на сьогодні.

Висновки

1. Дослідження дозволили вивчити кавітацію в дросельній заслінці. Спостереження показали, що люмінесценція спостерігається за певних умов. Її інтенсивність визначається рядом факторів, одним з яких є кореляція між інтенсивністю люмінесценції та насиченням газом.

2. Двофазне середовище має значний ефект. Концентрація розчиненого благородного газу (Ar) Аргону, (N) Азоту в гідродинамічній люмінесценції істотно впливає на світлове випромінювання.

3. Упродовж гідролюмінесценції насамперед відбувається збудження доданих інертних газів. На підставі проведеної роботи можна зробити висновок, що причиною гідродинамічної люмінесценції є тертя рідини об стінки каналу. Тому причиною гідродинамічної люмінесценції є локальне збільшення напруженості електричного поля, що відбувається при електронейтральності всередині порожнини.

Список використаних джерел

1. Herzenstein SJ, Monakhov AA Electrification and glow of a liquid in a coaxial channel with dielectric walls. Izv. RAS. Mechanics of liquid and gas. 2009. № 3. P.114–119.

2. Koldomasov AI Plasma formation in a cavitating dielectric fluid. Journal of Technical Physics. 1991. T. 61, № 2. S. 188-190.

4. Nochnichenko I.V., Luhovskyi O.F., Kostiuk D.V. (2019) Study of hydrodynamic luminescence in a cavitation liquid medium / // Naukovo-tekhnichnyi zhurnal «Problemy tertia ta znoshuvannia» # 3(84). — S.57-62 doi:10.18372/0370-2197.3(84).13853.(Index Copernicus — ISSN: 0370-2197).

4. I. Nochnichenko, O. Luhovskyi, D. Kostiuk, O. Jakhno Research of the Influence of Hydraulic Orifice Material on the Hydrodynamic Cavitation Processes Accompanied by Luminescence, International Scientific-Technical Conference on Hydraulic and Pneumatic Drives and Control, 2020, Springer Cham, pp. 293-300.

5. Ihor V. Nochnichenko; Alexandr F. Luhovskyi; Oleg M. Jakhno; Dmytro V. Kostiuk; Paweł Komada; Ainur Kozbakova (2019) Experimental research of hydroluminescence in the cavitating flow of mineral oil, Proc. SPIE 11176, Photonics Applications in Astronomy, Communications, Industry, and High-Energy Physics Experiments, Vol. 1117615 (6 November 2019); doi: 10.1117/12.2536946. PDF: 8 pages (Scopus -ISSN: 2577-5421).

6. Кривошеєв В.Є., Костюк Д.В., Ночніченко І.В. Інновації молоді в машинобудуванні — 2020. — №2.— С. 283—286.

УДК 621.22:621.694

А.С. Роговий, д-р техн. наук
Національний технічний університет «ХПІ»,
А.О. Нескорожений
Харківський національний автомобільно-дорожній університет,
М.О. Костюк
Національний технічний університет «ХПІ»

ПОКРАЩЕННЯ ХАРАКТЕРИСТИК ДРЕНАЖНОГО КАНАЛУ ВИХОРОКАМЕРНОГО НАГНІТАЧА

Вихід з ладу елементів нагнітачів, що використовуються у гідравлічному та пневматичному транспорті вимагає пошуку нових засобів перекачування сипких середовищ, що дозволять збільшити надійність та довговічність транспортних систем [1]. Серед гідравлічних машин найкращими, щодо надійності та довговічності, є машини та апарати струминного типу. Але струминні прямоточні ежектори мають дуже низький ККД, що значно скорочує варіанти їх використання під час транспортування твердого абразивного середовища. Дуже перспективним є дослідження та удосконалення нових вихорокамерних нагнітачів, що мають ефективність перекачування сипкого середовища у системах пневматичного транспорту, які в два рази перевищують аналогічні показники прямоточних ежекторів [2].

Відомо, що вихорокамерні нагнітачі можуть реалізовувати два різні робочі процеси за однієї конструкції нагнітача [3]. Робочий процес, що забезпечує кращі показники перекачування твердих середовищ має значну ваду, що пов’язано з використанням дренажного каналу, який виконує функцію скидання основного потоку та забезпечує значний градієнт тиску у вихровій камері. Цей робочий процес дозволяє підсилити гідродинамічні ефекти обертових потоків: збільшення тиску на периферії вихрової камери та створення вакуумі біля осі обертання. Тому в даній роботі проаналізовано вплив властивостей твердих частинок, що перекачуються та визначено раціональні характеристики щодо густини матеріалу.

Дослідження проведено на основі числового розрахунку за допомогою програмного комплексу AnsysCFX із використанням студентської ліцензії, що має обмеження щодо використання

сіток не більше ніж півмільйона елементів. Тому, що для верифікації використано порівняння результатів розрахунку кількості частинок, що потрапило у дренажний канал числовим та експериментальним шляхом, то кількості елементів сітки, що є обмеженням програмного комплекс було достатньо для отримання задовільної якості моделювання. Тобто верифікацію виконано на основі порівняння за інтегральними показниками [4].

Математичне моделювання течії рідини і твердих частинок проведено на основі розрахунку осереднених за Рейнольдсом рівнянь Нав'є–Стокса з використанням моделі турбулентності SST [5]. Оскільки моделювання течії призводило до значної помилки визначення вакууму поблизу осі, то використовувалося виправлення-корегування кривизни ліній струму і обертання потоку [6].

Моделювання траєкторій твердих частинок здійснювалось на основі методу Лагранжа шляхом чисельного рішення основного рівняння динаміки твердої частинки з урахуванням зіткнень частинок між собою, стінками камери і впливом частинок на основну течію газу.

У даному дослідженні враховувалася тільки сила опору, для значного зменшення часу розрахунку. Надалі планується оцінити вплив багатьох інших сил, доступних в сучасних програмних продуктах для моделювання поведінки твердих частинок. Інформацію щодо можливих сил, що діють на частку в потоках газу, можна отримати в статті [6].

У результаті моделювання траєкторій твердих частинок отримано, що програмний комплекс з достатньою точністю моделює рух частинок та за інтегральним показником — витратою твердого середовища в дренажному каналі, помилка не перевищує 10 %.

Отримано, що найменша витрата сипкого матеріалу спостерігається упродовж перекачування середовища із густиною 2000-3000 кг/м^3. Це можна пояснити особливостями конструкції вихорокамерного нагнітача та пов'язане з невеликою відстанню від виходу з осьового каналу входу сипкого середовища та вхідним отвором дренажного каналу, тобто невеликою висотою вихрової камери. Збільшення висоти вихрової камери дозволить зменшити витрату твердих частинок в дренажному каналі, але

погіршить основні показники ефективності нагнітача. Якщо висота камери маленька, то тверда частинка не встигає отримати енергію від основного потоку тобто почати обертання навколо осі вихрової камери та провалюється у дренажний канал під дією гравітації.

Список використаних джерел

1. Роговой А. С. Энергетическая эффективность пневмотранспортных установок //Вісник Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля. — 2016. — №. 1. — С. 189-196.

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. Сёмин Д. А. Верификация расчетов течений в вихрекамерных устройствах / Сёмин, Д. А., Роговой, А. С., Левашов, А. Н., Левашов, Я. Н // Journal of Mechanical Engineering NTUU" Kyiv Polytechnic Institute", 2016. — № 2(77). — С. 71-78.

5. Smirnov P. E. Sensitization of the SST turbulence model to rotation and curvature by applying the Spalart—Shur correction term./ Smirnov, P. E., Menter, F. R. //Journal of Turbomachinery, 2009. — №131(4), — P. 041010.

6. Appadurai A. Numerical investigations on particle separation in dynamic separators / Appadurai, A., Raghavan V. // International Journal of Numerical Methods for Heat & Fluid Flow — 2009, № 30(4).

УДК 629.735.06:532.528

О.Т. Башта, канд. техн. наук,
О.В. Джурик,
В.Г. Романенко , канд. техн. наук
Національний авіаційний університет

ВИЗНАЧЕННЯ СТЕПЕНІ ДВОФАЗНОСТІ ПОТОКУ РОБОЧОЇ РІДИНИ НА ВХОДІ В ГІДРОНАСОС

На несталих режимах роботи насосів, що супроводжуються зниженням тиску у вхідних трубопроводах, відбувається порушення однофазності потоку рідини внаслідок виділення нерозчиненого повітря. Його наявність негативно впливає на роботу насоса та на службові властивості робочих рідин, параметри і показники функціонування гідрообладнання та гідросистем вцілому. Тому цьому питанню присвячено дослідження багатьох авторів і зокрема [1,2].

Розглянемо вхідний трубопровід, що з'єднує гідробак і насос. Вважатимемо, що гідробак має тиск $p_б$, а тиск на вході в гідронасос — $p_{вх}$. Визначимо різницю кількості нерозчиненого повітря ΔV між заченнями $V_б$ і $V_{вх}$, що відповідають тиску $p_б$ і $p_{вх}$:

$$\Delta V = V_б — V_{вх}.$$

Скористаємось законом Генрі-Дальтона, згідно якому кількість нерозчиненого в рідині газу прямопропорційна абсолютному тиску на поверхні розділу фаз, для ΔV можна записати:

$$\Delta V = k_p V_p \frac{\Delta p}{p_a}$$

де $\Delta p = p_б — p_{вх}$ втрата тиску в лінії всмоктування;

k_p — коефіцієнт розчиненості;

V_p — об'єм рідини в трубопроводі;

p_a — стандартний атмосферний тиск.

Замінимо значення об'єму V_p рідини на значення витрат рідини Q_p. Тоді об'єм нерозчиненого повітря ΔQ :

$$\Delta Q = k_p Q_p \frac{\Delta p}{p_a}$$

Введемо в рівняння час зміни тиску t , початкове значення кількості нерозчиненого повітря Q_O та пропорційне значення Q_p:

$$\Delta Q = Q_p \frac{p_a}{p_{вх}} (k_p \frac{\Delta p}{p_a}(1 - e^{-\pi}) + Q_o)$$

де τ — значення постійної часу виділення (розчинення) повітря. Воно визначається згідно довідниковим даним у відповідності до рідини, що досліджується.

Представим отримане рівняння у відносних одиницях, поділивши обидві частини на Q_p:

$$\alpha = \frac{p_a}{p_{вх}} (k_p \frac{\Delta p}{p_a}(1 - e^{-\pi}) + \alpha_o)$$

Отримана формула пройшла експериментальну апробацію, під час якої вимірювання нерозчиненого повітря проводилось за допомогою електроємкісного методу. Результати апробації є задовільними.

Список використаних джерел

1. Глазков, М.М. Кавитация в жидкостных системах воздушных судов: учеб. пособие / М.М. Глазков, В.Г. Ланецкий, Н.Г. Макаренко, И.П. Челюканов. — Киев: КИИГА, 1987. — 82 с.

2. Башта, О.Т., Джурик, О.В., Романенко, В.Г. Особливості генерування кавітаційних коливань тиску аксіально-поршневими насосами / Тези доповіді // XX Міжнар. наук.-техн. конф. АСПГП «Промислова гідравліка і пневматика», Київ, 22—25 жовтня 2019р.: тези доп. — Вінниця: ГЛОБУС-ПРЕС, 2019. — С. 82—84.

УДК 629.735.33.662.75(045)

О. Т. Башта, канд. техн наук,
О. В. Джурик,
В. Г. Романенко, канд. техн. наук.
Національний авіаційний університет

ВПЛИВ РОЗМІРІВ ЧАСТИНОК ЗАБРУДНЮВАЧА НА ІНТЕНСИВНІСТЬ ЇХ ПОДРІБНЕННЯ У КАВІТАЦІЙНОМУ ПОЛІ

Нашими попередніми експериментами було встановлено, що кавітація в рідині де знаходяться частинки забруднювача супроводжується подрібненням цих частинок. Ефект подрібнення твердих частинок забруднювача засновується на тому, що частинки, які потрапляють до зони схлопування кавітаційного пухирця, руйнуються загалом під механічним впливом локальних гідроударів. Тут можливо переважає дія механізму руйнування матеріалу під розклинюваною дією рідини, яка вдавлюється в мікротріщини на поверхні частинки.

Позаяк у цьому процесі має місце надзвичайно висока повторюваність виникнення та схлопування кавітаційних пухирців, а також розосередженість твердих частинок, забезпечується висока вірогідність потрапляння останніх до зону схлопування пухирців.

Окрім механічного впливу, руйнуванню частинки забруднювача можуть сприяти чимало інших факторів, з яких особливо слід зазначити вплив теплового ефекту. При схлопуванні пухирця, що містить газ, температура його у кінці схлопування теоретично може досягати значень 2000^{o} К і вище. Виходячи з цього, можна припустити, що гарячі гази, які оточують частинку забруднювача, спроможні підвищити її температуру до значення, при якому міцність частинки зменшиться, що сприятиме руйнуванню її під впливом мікрогідроудару.

Для перевірки впливу розмірів частинок забруднювача на інтенсивність їх подрібнення було проведено випробування по подрібненню частинок леса з розмірами від 10 до 60 мкм в кавітатаційному насадку з $\overline{P_{кр}} = 074$; тиск на вході в насадок $P_{вх} =$ 5 МПа і на виході $P_{вих} = 0{,}5$ Мра; температура рідини $T = 333^{o}$ К;

витрата рідини Q = 73см^3/с; час одного перебігу рідини через насадок t = 41сек.

Результати цих випробувань засвідчили, що зі зменшенням розмірів частинок забруднювача інтенсивність процесу їх подрібнення при кавітації також знижується. Так, на один прохід забрудненої рідини через кавітаційний насадок доводиться 2,36 подрібнених частинок з розмірами 50—60 мкм з 900, що пройшли через насадок і 1,6 частинок, які пройшли через насадок з розмірами 10—15 мкм.

Останнє можливо пояснити наступними підставами: як було показано в роботі / 7 /, збільшення розміру частинок збільшує радіус захвату цієї частинки кавітаційним пухирцем і тим більше вірогідність попадання частинки у зону схлопування пухирця і, відповідно, її подрібнення.

Потраплянню частинок у зону дії зонального мікрогідроудару сприяє те, що кавітаційний пухирець має властивість флотувати (втягувати) частинки, які знаходяться у рідині поблизу цього пухирця.

Крім цього, великі частинки мають більшу, ніж маленькі, кількість тріщин, в яких знаходиться вільне повітря. Стиснення цього повітря призводить до руйнування частинок. Вільне повітря в тріщинах частинок є також і ядром кавітації, що в свою чергу інтенсифікує кавітаційний процес.

Список використаних джерел

1. Башта, О.Т. Влияние кавитации на смазывающие свойства минеральных и синтетических рабочих жидкостей гидросистем, содержащих механические примеси / О.Т. Башта, О.В. Джурик, В.Г. Романенко // Вінницький державний аграрний університет.— 2010.

2. Башта, О.Т. Влияние типа жидкости на процесс кавитационного измельчения загрязнителя. / О.Т. Башта, О.В. Джурик, В.Г. Романенко // Київ НАУ. — 2010. — С. 124—127.

3. Башта, О.Т. Установка для исследования эксплуатационных свойств робочих гидкостей гидросистем / О.Т. Башта, О.В. Джурик, В.Г. Романенко // Вінниця: «Глобус-Прес». — 2016. — С. 131.

4. Башта, О.Т. Влияние свойств материалов и параметров испытаний на процесс кавитационного измельчения загрязнителя в рабочей жидкости / О.Т. Башта, О.В. Джурик, В.Г. Романенко // Вінниця: «Глобус-Прес». — 2018. — С. 27.

5. Башта, О.Т. Випробування олив за допомогою кавітації / О.Т. Башта, О.В. Джурик, В.Г. Романенко // Вінницький державний аграрний університет. — 2019. — С. 57—64.

6. Башта О. Т. Вопросы кавитационной эрозии. / О.Т. Башта, О.В. Джурик, В.Г. Романенко // Київ. — 2020. — С. 14—17.

7. Ільїн, А.В. К вопросу взаимодействия пульсирующих кавитационних пузырей с твердыми частицами и друг с другом // Акустический журнал. — 1972. — С. 89—93.

СЕКЦІЯ 2
ГІДРОМАШИНИ І ГІДРОПНЕВМОАГРЕГАТИ

УДК 621.22

Є.Ю. Сахно, д-р техн. наук
Національний університет «Чернігівська політехніка»,
В.М. Чуприна, д-р техн. наук
Державний науково-дослідний інститут
випробувань і сертифікації озброєння та військової техніки

ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ МОДЕРНІЗОВАНОГО ГІДРОСТАТИЧНОГО ПІДШИПНИКА З УРАХУВАННЯМ ЗМІЩЕННЯ ВАЛА ПІД НАВАНТАЖЕННЯМ

Одним з напрямків модернізації гідростатичних підшипників (ГСП) є автоматичне регулювання жорсткості та їх несучої здатності, не змінюючи геометричні параметри підшипника [1,2]. При зміщенні вала під навантаженням відбувається зменшення осьового зазору в опорі, і для уникнення металевого контакту між спряженими поверхнями в канали, що виконані в перемичках ГСП подається додатковий обсяг робочої рідини. В додаткові отвори опори пропонується подавати додаткові змінні витрати рідини q_i, з тиском p_i, і, внаслідок цього, відбувається зміна тиску на перемичках опори. При цьому слід мати на увазі, що $q_i << Q_i$, і це виключає зміну нормального режиму роботи підшипника [3].

Для визначення тисків та витрат робочої рідини через основні та додаткові отвори у гідростатичному підшипнику проведемо дослідження зміщення вала під навантаженням за його довжиною. Так пропонуються результати вимірювання радіального зміщення вала під навантаженням, які проводилися у чотирьох різних перетинах за допомогою індикаторів з ціною поділки 0,001мм. Радіальне статичне навантаження P у діапазоні 0,1—0,7кН прикладалася на кінець вала. Досліди проводилися як при навантаженні вала, так і при його розвантаженні. Для підвищення достовірності експерименту виміри фіксувалися при одному і тому ж навантаженні тричі. Сила P в дослідах була спрямована на середину кишені. Окремо досліджувалося зміщення вала при

круговому навантаженні зі зміною напрямку вектора сили *P*. При цьому геометричні параметри масляного шару в гідростатичній опорі визначають жорсткість і величину зношування опорних шийок, ступінь стабілізації положення осі обертання вала під впливом зовнішнього навантаження і додаткові витрати робочої рідини. Таким чином, питання щодо проектування нової системи живлення гідростатичних опор та моделювання процесів руху робочої рідини у підшипнику є досить актуальним, і його рішення дозволяє керувати положенням вала упродовж роботи машини.

Також виконані дослідження дозволяють стверджувати наступне. В роботі представлено теоретичні і практичні підходи проектування нової системи живлення гідростатичних підшипників. Проведено моделювання процесу формування швидкостей руху робочої рідини у перетині гідроопори при додатковій подачі робочої рідини в спряження «вал–підшипник». Побудовано залежності витрат рідини в кармані гідростатичної опори від радіального зміщення вала під навантаженням за його довжиною.

Список використаних джерел

1. Федориненко, Д.Ю. Шпиндельні гідростатичні підшипники*:* Монографія / Д.Ю. Федориненко, С.П. Сапон — Чернігів: ЧНТУ, 2016. — 403 с.

2. Назін, В.І. Вплив демпфірування пружної установки кілець на диску на динамічні характеристики гідродинамічного підшипника здвоєного типу / В.І. Назін //Авиационно-космическая техника и технология. — 2015. — №5 (122). — С. 11—15.

3. Сахно, Є.Ю. Регулювання процесу мікроперіміщень вала по усій площині гідростатичного підшипника / Є.Ю. Сахно, С.В.Коваленко // Матеріали XXI міжнародної науково-технічної конференції АСПГП «Промислова гідравліка і пневмитика», Київ 30 листопада — 2 грудня.— Вінниця: Глобус-Прес, 2020. — С. 48—49.

УДК 629.735.06:532.528

О.Т. Башта, канд. техн. наук,
О.В. Джурик,
В.Г. Романенко, канд. техн. наук,
О.В. Башта, канд. техн. наук
Національний авіаційний університет

КАВІТАЦІЙНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ АКСІАЛЬНО-ПОРШНЕВИХ НАСОСІВ З ПОДІБНИМИ КАЧАЮЧИМИ ВУЗЛАМИ

Аксіально-поршневі насоси знайшли широке застосування в авіаційному гідроприводі. Якщо проаналізувати конструкцію їх модельного ряду, то по за наявності конструктивних особливостей кожного для більшості можна відзначити подібність качаючих вузлів. Цей фактор і став ключовим у проведенні досліджень. Їх мета полягає в отриманні математичних залежностей для визначення кавітаційного запасу та кавітаційних характеристик насосів з подібними качаючими вузлами.

Безкавітаційний режим роботи об'ємного насосу може здійснюватись тільки за наявності достатнього тиску на його вході. Для забезпечення цієї вимоги енергія потоку на вході в насос повинна дорівнювати або бути більшою енергії, необхідної для подолання втрат від вхідного штуцера насоса до його робочих камер. Для оцінки достатності запасу енергії потоку на вході в насос користуються значеннями кавітаційного запасу та кавітаційних характеристик [1] .

Застосувавши теорію гідродинамічної подібності [2,3] були отримані формули для насосів з подібними качаючими вузлами.

$$\frac{\Delta h_{\text{доп1}}}{\Delta h_{\text{доп2}}} = \text{К}^2 \frac{n_1^2}{n_2^2} \qquad (1)$$

$$\frac{\text{р}_{\text{вх.кр.1}}}{\text{р}_{\text{вх.кр.2}}} = \text{К}^2 \frac{n_1^2}{n_2^2} \qquad (2)$$

де $p_{вх.кр}$ — вхідний критичний тиск; $h_{доп}$ — кавітаційний запас, що допускається; К — коефіцієнт подібності; n —частота обертів.

Коли значення коефіцієнта подібності дорівнює одиниці, матимуть місце подібні режими одного і того ж насоса при різних

значеннях частоти обертання приводного валу n_1 *і* n_2. Формули набудуть вигляду:

$$\frac{\Delta h_{\text{доп}1}}{\Delta h_{\text{доп}2}} = \frac{n_1^2}{n_2^2} \qquad (3)$$

$$\frac{\text{p}_{\text{вх.кр.}1}}{\text{p}_{\text{вх.кр.}2}} = \frac{n_1^2}{n_2^2} \qquad (4)$$

Також для витрат Q отримано співвідношення:

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1}{n_2} \qquad (5)$$

Цими формулами можна скористатися при перерахуванні значень критичних точок на кавітаційних характеристиках насоса при переході з однієї частоти на іншу. Тобто, можна одержати сімейство кривих, кожна з яких відповідає значенню n_2, n_3, n_4, n_5 .

На кожній кривій знайдеться точка, що відображатиме подібний один одному стан на характеристиках. Для подібних точок можна записати співвідношення:

$$\frac{\Delta h_{\text{доп}1}}{Q_1^2} = \frac{\Delta h_{\text{доп}2}}{Q_2^2} = \frac{\Delta h_{\text{доп}3}}{Q_3^2} = \cdots = const = C$$

$$\frac{\text{p}_{\text{вх.кр.}1}}{Q_1^2} = \frac{\text{p}_{\text{вх.кр.}2}}{Q_2^2} = \frac{\text{p}_{\text{вх.кр.}3}}{Q_3^2} = \cdots = const = B$$

$$\frac{\Delta h_{\text{доп}1}}{n_1^2} = \frac{\Delta h_{\text{доп}2}}{n_2^2} = \frac{\Delta h_{\text{доп}3}}{n_3^2} = \cdots = const = L$$

$$\frac{\text{p}_{\text{вх.кр.}1}}{n_1^2} = \frac{\text{p}_{\text{вх.кр.}2}}{n_2^2} = \frac{\text{p}_{\text{вх.кр.}3}}{n_3^2} = \cdots = const = A$$

Для подібних режимів будемо мати:

$$\Delta h_{доп} = C\,Q^2$$

$$p_{вх.кр} = B\,Q^2$$

$$\Delta h_{доп} = L\,n^2$$

$$p_{вх.кр} = A\,n^2$$

Розглядаючи чотири останніх вирази, можна зробити висновок про те, що низка подібних точок, кожна з яких розташована на одній з кривих сімейства відповідних характеристик, описується параболою.

Таким чином, застосовуючи теорію гідродинамічної подібності, можна визначити кавітаційний запас об'ємного насоса, використо-

вуючи цей же, але вже відомий параметр іншого насоса, що має подібний качачий вузол. Запропоновані співвідношення позбавляють від необхідності проводити експериментальні роботи з визначення кавітаційного запасу насоса і при необхідності надає можливість перерахувати значення критичних точок на кавітаційних характеристиках насоса при переході його з однієї частоти обертання на іншу.

Список використаних джерел

1. Глазков, М.М. Кавитация в жидкостных системах воздушных судов: учебное пособие /М.М. Глазков, В.Г. Ланецкий, Н.Г. Макаренко, И.П. Челюканов. —Киев: КИИГА, 1987. — 82 с.

2. Некрасов, Б.Б. Гидравлика и ее применение на летательных аппаратах: учебное пособие/ Б.Б. Некрасов. — М: Машиностроение, 1967. — 367 с.

3. Тарасенко, Т.В. Кавітаційне витікання рідини через дросельний пристрій / Т.В. Тарасенко, В.М. Бадах. — Mechanics and Advanced Technologies 3 (81), 2017. — С. 82—91.

УДК 621, 531

П.В. Лук'янов, канд. фіз.-мат. наук,
В.М. Бадах, канд. техн. наук
В.С. Бутько, канд. техн. наук
К.С. Павлова
Національний авіаційний університет

РУХ ПОРШНЯ ГІДРОЦИЛІНДРА ПРОТЯГОМ ГІДРОУДРУ

Якщо на поршень діє хвиля гідроудару у вигляді [1]

$$V(x,t) = \frac{2\left(C_3^2 - C_2^2\right)}{\theta C_3} \tanh\left(C_1 + C_2 x + C_3 t\right) \qquad (1)$$

то рівняння руху поршня гідроциліндра [2], після диференціювання його за часом, трансформується до

$$\frac{d^3x}{dt^3} = -2A\frac{d^2x}{dt^2}\frac{dx}{dt} - \left(D_1 + R_t\right)\frac{d^2x}{dt^2} + \\ + \frac{B}{ch^2\left(C_1 + C_2x + C_3t\right)}\left(1 - 2C_3\tanh\left(C_1 + C_2x + C_3t\right)\right) \qquad (2)$$

Загальний розв'язок рівняння (2) має наступний вигляд:

$$x(t) = a + \int b(a)da + C_1;\ \ t = -\frac{\left(\int b(a)da + C_1\right)C_3}{C_3},$$

Де $$\frac{BC_2^3 - ch\left(C_1 + aC_2\right)^2 + 2C_3sh\left(C_1 + aC_2\right)b^4(a)}{C_3^3ch^4\left(C_1 + aC_2\right)} + \\ \frac{\frac{d}{da}b(a)\cdot\left(2AC_3 - C_2D_1 - C_2R_t\right)b(a)}{C_3} + \frac{d^2}{da^2}b(a) + \\ +aA\frac{\left(\frac{d}{da}b(a)\right)^2}{b(a)} - 3\frac{\left(\frac{d}{da}b(a)\right)^2}{ba} = 0,$$

$$a = \frac{C_2x(t) + C_3t}{C_2},\quad b(a) = -\frac{C_3}{C_2\frac{d(x(t))}{dt} + C_3} \qquad (3)$$

Незважаючи на складний характер розв'язку (3) рівняння (2), можна легко отримати

$$x(t) = a - \frac{C_3}{C_2}t \qquad (4)$$

Порівняння (4) та (1) дає чіткий висновок: при гідроударі поршень рухається разом із ударною хвилею зі швидкістю C_3/C_2. Це є частинний розв'язок (4) за умови $a = \text{Const}$. Отже, рівняння руху поршня дозволяє існування розв'язку у вигляді ударної хвилі.

Список використаних джерел

1. Лукьянов, П.В. Ударная волна в жидкости, находящейся в упругой цилиндрической анизотропной оболочке бесконечной длины / П.В. Лукьянов, Т.И. Сивашенко, Б.Н. Якименко // Прмислова гідравліка та пневматика. — 2019. — № 2(64). — С.38—46.

2. Гідравліка та гідропневмоприводи. Підручник / В.О. Федорець, М.Н. Педченко, В.Б. Струтинський, М.В. Новік, О.В. Єлісєєв. — Київ: Вища школа, 1995. — 463 с.

УДК 621

І.В. Ночніченко, канд. техн. наук,
А.С. Цимбалюк
Національний технічний університет України
«Київський політехнічний інститут ім. Ігоря Сікорського»

РОЗРОБКА КЕРОВАНОГО ДРОСЕЛЯ МЕХАТРОННОГО АМОРТИЗАТОРА

Наразі однією з основних тенденцій розвитку світового гідропривода є постійно розширюване використання інтелектуальних компонентів електро-гідравлічної автоматики на основі дроселюючих гідророзподільників або пропорційних гідроапаратів з цифровими системами управління. Цифрова технологія у порівнянні з аналоговою дозволяє розширити діапазон регулювання, істотно підвищити надійність, поліпшити властивості компонентів (гістерезис, швидкодія, лінійність), забезпечити відмінну повторюваність, надійне зберігання даних, діагностування несправностей, спрощення програмування і прямий зв’язок з промисловим комп'ютером. Разом з тим, для зв’язку ПГА з електричними системами управління традиційно використовуються задавальні пристрої (пропорційні електромагніти або лінійні двигуни), що працюють за аналоговим принципом, тому в чисто цифрових приводах доцільна їх заміна кроковими електродвигунами [1].

Метою даної роботи є розробка керованого дроселя мехатронного амортизатора, який забезпечуватиме його працездатність, принцип роботи, швидкісні та силові характеристики.

З метою усунення зазначених недоліків спроектовано конструкцію керованого гідравлічного дроселя із задаючим кроковим електродвигуном (рисунок 1), який є цифровою електричною машиною. Керований дросель складається з приводного крокового електродвигуна і клапана із запірною конусною голкою, що переміщується кроковим електродвигуном. Це дозволяє забезпечувати різні положення клапана, відповідно плавно регулюючи «живий» переріз дроселя.

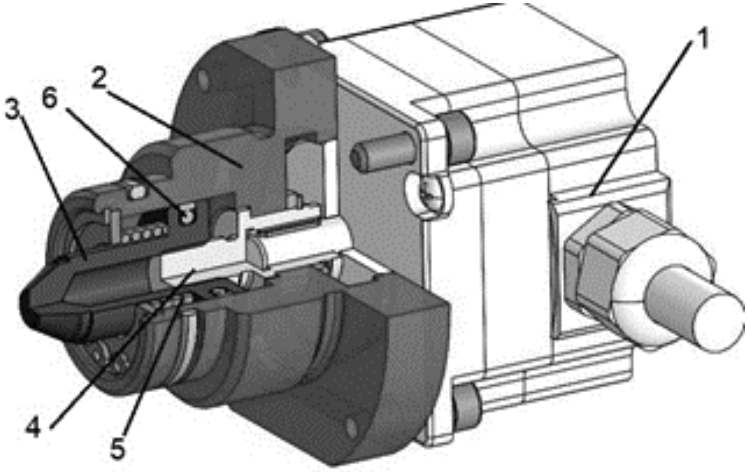


Рисунок 1. Конструкція керованого дроселя: 1 — кроковий двигун; 2 — корпус клапана; 3 — голка; 4 — гвинт; 5 — пружина; 6 — ущільнення обертальне

Базуючись на швидкістних характеристиках стійок підвісок легкових автомобілів [2] та геометричних розмірах мехатронного амортизатора, можемо розрахувати витрату через дросель амортизатора при роботі на стиснення Q_c (рисунок 2, а) та роботі на відбій $Q_в$ (рисунок 2, б), оскільки Q = f(v). Також за допомогою цих даних визначимо перепад тиску між порожнинами амортизатора при стиску та відбої (рисунок 2): $\Delta p_c = f(F_c)$, $\Delta p_в = f(F_в)$. Значення зусиль опору F амортизатора, швидкості переміщення штока v амортизатора та розрахунки витрати Q_i перепаду

тиску Δр зводимо в таблицю і будуємо відповідні залежності (рисунок 2). Як видно із графіків, витрата через дросель відрізняється в залежності від режиму роботи амортизатора. За однієї і тієї ж швидкості переміщення штока амортизатора витрата при стисненні більша за витрату при відбої. При цьому за однакових зусиль опору перепад тиску на дроселі більший протягом роботи на відбій.

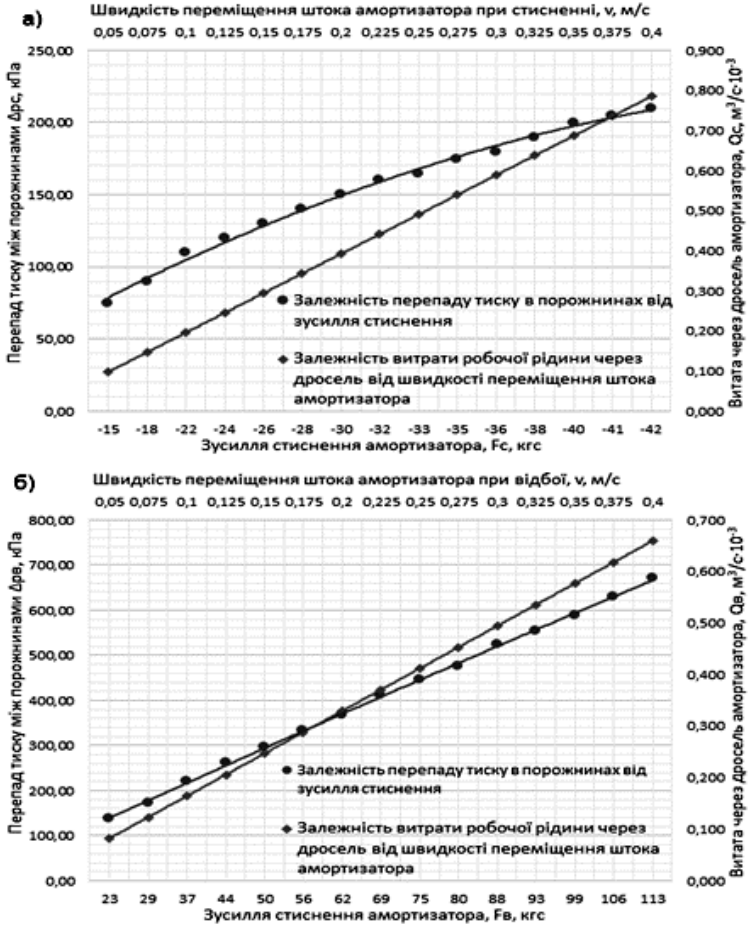


Рисунок 2 — Залежність витрати Q робочої рідини через керований дросель амортизатора та перепаду тиску Δр між його порожнинами від швидкісної характеристики при роботі на стиснення (а) та відбій (б)

Таким чином, при переміщенні штока амортизатора в обох напрямках, керований дросель повинен забезпечувати широкий діапазон регулювання витрати рідини.

Демпфірування у гідравлічному амортизаторі відбувається за рахунок зміни площі перерізу дроселюючого отвору. Площа перерізу f, яка забезпечуватиме необхідну витрату Q при відповідному перепаді тиску Δp, залежить від коефіцієнта витрати μ та щільності рідини ρ. Щільність рідини у свою чергу змінюється при різній температурі, тому: $f_{др} = f(\mu, \Delta p, Q, °C)$ [3].

Для значень витрат та перепадів тиску визначаємо площу перерізу дроселюючого отвору при температурних режимах від 0 до 100°С. В якості робочої рідини обираємо SAE10W-40. Отримані дані зведено у таблицю 1.

Таблиця 1 — Площі дроселюючого отвору у режимі стиску та відбою при різних температурах

t, [°C]	стиск				відбій			
	$f_{min}\cdot10^{-5}$, м^2	f_{min}, %	$f_{max}\cdot10^{-5}$, м^2	f_{max}, %	$f_{min}\cdot10^{-6}$, м^2	f_{min}, %	$f_{max}\cdot10^{-5}$, м^2	f_{max}, %
0	1,072	13,7	5,12	65,3	6,66	8,49	2,41	30,6
20	1,064	13,6	5,09	64,8	6,61	8,43	2,39	30,4
40	1,056	13,5	5,05	64,3	6,57	8,37	2,37	30,2
60	1,048	13,4	5,01	63,9	6,52	8,30	2,35	30,0
80	1,040	13,2	4,97	63,3	6,46	8,23	2,33	29,7
100	1,033	13,2	4,94	62,9	6,42	8,18	2,32	29,5

В таблиці наведено чисельні значення площі перерізу дроселюючого отвору та відсоток відкриття дроселя, за умови, що пропускна здатність дроселя відповідає d_y = 10мм. Максимальне f_{max} та мінімальне f_{min} значення площ відповідає максимальні та мінімальній швидкості переміщення штоку.

Надалі базуючись на проведених розрахунках визначимо діапазон регулювання керованого дроселя, мінімальний крок регулювання та інші його параметри, а також підберемо кроковий двигун.

Список використаних джерел

1. Иванов Г.М., Свешников В.К., Сазанов И.И. Цифровой линейный электрогидравлический привод // Конструктор. Машиностроитель. 2013. № 1. С. 42— 43.

2. Dixon J. The Shock Absorber Handbook. Second Edition / John C. Dixon. — Chichester: The Atrium, 2007. — 409 c. — (The Open University).

3. Вплив температурних змін характеристик дроселів на роботу гідравлічного амортизатора, / І.В. Ночніченко, О.С. Галецький, О.В. Узунов // Вісник НТУ "КПІ". — 2009. — № 57. — С. 157—163.

УДК 621.19.265

В.В. Ткачук,
О.Ф. Саленко,
В.Т. Щетинін

ЗАСТОСУВАННЯ ГІБРИДНОГО ІНСТРУМЕНТУ ДЛЯ ОЧИЩЕННЯ ПОВЕРХОНЬ ТУРБОГРЕГАТІВ

Турбоагрегати в процесі експлуатації підлягають контролюванню характеристики протокової частини агрегата, які змінюються внаслідок забруднення внутрішніх порожнин і трубопроводів. Забруднення виникають протягом експлуатації від перебігу теплофізичних та хімічних процесів в окремих системах.

Серед значної кількості методів очищення порожнин і зовнішніх поверхонь трубоагрегатів провідне місце займають струмині методи очищення. Такі методи є екологічними, ефективними та надійними.

Сутність способу водо-крижаного оброблення полягає у тому, що генерація частинок криги відбувається безпосередньо у змішувальній камері, на зразок до гідроабразивного. Кріогенна рідина (рідкий азот) надходить до камери за рахунок ежекції і змішується із частинками води з оболонки струменя, миттєво перетворюючись на кригу.

Залежно від прохідних перетинів дроселюючої шайби на магістралі подачі рідкого азоту із коефіцієнтом витрати μ,

струменеформуючого сопла d_c та калібрувальної трубки d_0, а також залежно від розмірів змішувальної камери та тиску води p_0, відбувається формування не тільки геометричних параметрів водо-крижаного потоку, а і його енергетичних характеристик.

Новим підходом до вирішення задачі синтезу водо-крижаного очищувача э функціональний підхід.

Для пошуку шляхів удосконалення процесу струминного очищення поверхонь турбоагрегатів від забруднень проаналізовано явища, що відбуваються в інструменті та на поверхні твердого тіла. Визначено, що при виконанні струминного очищення електрична енергія після чотирьохетапної трансформації витрачається пружне деформування основи E_dта руйнування поверхневої плівки E_p. При цьому руйнування матеріалу плівки відбувається переважно внаслідок деформування мікрообсягів матеріалу із виникненням стискуючих у центрі впливу та розтяжних за межами впливу напружень, що ведуть до активного розвитку початкових дефектів із утворенням макротріщин (макропошкоджень матеріалу) із відокремленням частинок шламу. Незначна товщина плівки h_p та вплив пружних властивостей основи ([σ], δ, E_o) обумовлює малу деформованість поверхневого шару і, як наслідок, малу ефективність процесу. Введення у потік абразиву призводить до зміни перетворень енергії, зокрема, кінетична енергія потоку витрачається на розгін частинок абразиву масою m_i до швидкостей v_a та на створення розрідження у каналі підведення, спроможного рухати частинки до потоку, через це енергія потоку E_k зменшується зі зростанням кінетичної енергії E_k' рухомих частинок абразиву.

Очищення поверхні водокрижаним потоком практично тотожне розглянутому вище способу, однак тут $\sigma_a<\sigma_т$, і зміни стану поверхні основи не відбувається. Формування крижинок відбувається через теплообмін між кріогенною рідиною (рідким N_2) та швидкоплинним потоком, що призводить до витрачання додатково теплоти Q. Якщо виконати декомпозицію гідроабразивного впливу $E_d \cap E_r \rightarrow E_d + E_r$ (ударно-абразивна дія $\rightarrow$ ударна+абразивна) та змінити також умову сполучення кріогенного та водяного потоків за рахунок інверсії елементів формування струменя, отримуємо оригінальну конструкцію голівки для формування водокрижаного струменя, яка складається з елемен-

тів основи (О), струминного сопла (E_1), дроселя підведення кріогенної рідини (E_2), змішувальної камери (E_3), сопла формувача потоку (E_4) як елементу калібрувальної трубки (E_5). Зовнішнє середовище позначено як S_z. Сполучення елементів між собою для досягнення головної функції — формування водокрижаного потоку — має наступний вигляд:

О — E_1 — E_4 — E_3 — E_5 — S_z —

-------E_2 -------

При цьому забезпечується компактний розмір плями водокрижаного впливу D_p на відстані від поверхні δ_0. Інверсія елементів $E_3E_4E_5$ дозволяє отримати конструкцію, структурна формула якої

О — E_1 — E_2 — E_3 … (E_{3i}) ----- S_z

Відсутність паралельних зв'язків, менша кількість елементів дозволяє не тільки зменшити габаритні розміри пристрою (зокрема, L_g) а і отримати низку переваг: менший розмір L_g, збільшений D_p.Для більш ефективного очищення поверхневий шар бруду має містити початкові пошкодження — ініціатори розвитку мікродефектів та активного їх розростання до макровеличини. Такі пошкодження можуть бути утворені ударною дією малими зосередженими масами у вигляді металевих кульок масою m_i, що знаходяться на торці інструменту та закріплені на підвісах пружністю c, і які отримають енергію коливань від дії самого потоку.

Інструмент, який формує водо-крижаний потік (рисунок 1), зазвичай використовує кріогенну рідину для охолодження водяного струменя, причому розвиненість оболонки останнього та положення ядра визначають як ефективність теплопередачі між краплинами рідини, так і ефективність передачі кінематичного імпульсу. При змішуванні потік рідини починає активно віддавати тепло кріогенному потоку, внаслідок чого останній нагрівається і заморожує частинки криги.

Незважаючи на те, що температура у момент змішування може сягати 110-130 К, а час теплообміну, порівняний із часом прямування частинки до поверхні, становить кілька мс, крижинки досить швидко проминають нестабільні стани із криги II (з тригональною формою) через кригу L_c (метастабільні кубічні

частинки) до стану криги L_h, звичайної гексагональної. Маючи більш округлу форму, частинки втрачають різальну здатність, і виконують переважно втиснення поверхні та розкриття початкових дефектів. Подальше активне нагрівання частинок ще більше знижує активність потоку. Саме тому для забезпечення нормального ходу процесу очищення виникає потреба у підведенні додаткового енергетичного впливу до зони обробки, спроможного активно розвивати дефекти плівки.

Струменево-абразивне очищення із динамічним ударним точковим впливом

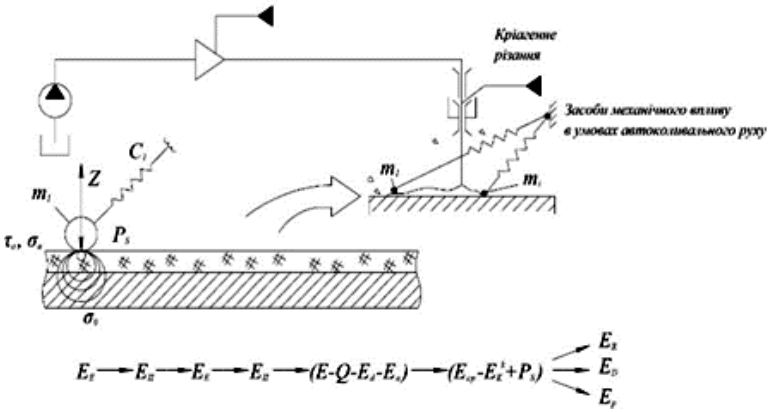


Рисунок 1 — Принципова схема гібридного інструменту

Використання гібридного інструменту дозволяє змінити кінетику процесу очищення, і, спираючись на імпульсну дію тіл на пружних підвісах, що здійснюють автоколивальні рухи у потоці, використати ефект ударного тріщиноутворення у квазікрихкій поверхневій плівці, вилучення якої з поверхні потребує значно меншої енергії потоку крижинок. Такі тіла дозволяють підвищити руйнівну здатність водо-крижаного потоку, оскільки міцності крижинок недостатньо для здійснення інтенсивного пошкодження плівок забруднення.

Використання ефекту тріщиноутворення у квазікрихкій поверхневій плівці за рахунок таких зосереджених ударів дозволяє припустити зростання різально-руйнівної здатності водокрижаного потоку і менше залежати від міцності крижинок.

Точка підведення кріогенної рідини у кільцеву порожнину та відстань між зрізами конічних сопел має суттєвий вплив на щільність теплового потоку *I*. При зростанні цієї величини у межах кыльцевої порожнини спостерігається зменшення щільності до 15-25% (до (25—35)·10^3 Вт/м^2). Зростання масової витрати рідкого азоту з 10% до 20% нівелює цей вплив при одночасному зростанні щільності теплового потоку. Подальше збільшення витрати кріогенної рідини практично не впливає на зростання *I*, тому робота із витратами понад 30% є недоцільною. Обсяг масової частки крижинок K_m корелює зі щільністю теплового потоку і при зростанні *I* теж збільшується, однак його збільшення є більш лінійним, що можна пояснити охолодженням краплин рідини навіть після випаровування рідкої фази азоту. Стає очевидним, що точка введення кріогенної рідини повинна, за можливістю, бути розташована якомога ближче до зрізу струминного сопла; збільшення масової витрати рідкого азоту веде до прогнозованого збільшення обсягу генерування криги.

Отримано регресійні рівняння, які характеризують зміну обсягу криги при зміні контрольованих параметрів l_a (точка підведення кріогенної рідини у кільцеву порожнину) та Δ (відстань між зрізами конічних сопел), мм. Так, залежно від Δмаємо $K_m = -0{,}43\Delta^2 + 1{,}55\Delta - 0{,}89$, а залежно від l_a $K_m = 4{,}39 l_a^{-0{,}87}$.Адекватність регресійних моделей становить 95–97%.

Енергія E_Σ, що надходить до зони різання від потоку крижинок E_k, рідинної складової E_p та механічного впливу E_m зосередженими масами, підвішеними на пружні ланки, витрачається на корисну роботу руйнування A_p в досить невеликому обсязі, і складає приблизно 5-7% E_Σ. В цілому це відповідає результатам [10], а відмінність обумовлюється умовами формування крижинок, їх формою (і, відповідно, різальними властивостями), умовами ударно-циклічного навантаження поверхні зосередженими масами. Однак аналіз співвідношення енергій, що витрачаються на надання руху зосередженим масам на пружних зв'язках та на розгін частинок криги (а також залишкової енергії потоку) доводить, що надмірна маса m_i (надмірна кількість мас), позначена як Em_2 як і недостатня (Em_3) призводять до отримання гіршого очищення, вираженого через відносний ступінь очищення F/F_{max} (співвідношення повністю очищеної поверхні площею *F* до площі

поверхні, яка може бути очищена повністю F_{max} при нерухомому струминному пристрої за час τ). На відміну від відомих технічних рішень ефективність очищення (і, відповідно площа очищеної поверхні за одиницю часу Δτ) використання пропонованого гібридного інструменту є більш ефективним при розташуванні осі під кутами більшими за π/4, рисунок 2.

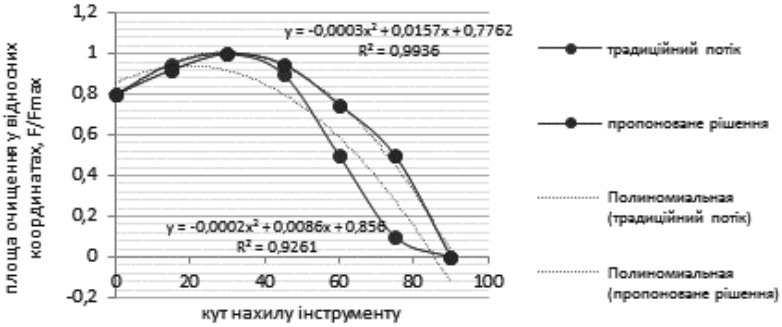


Рисунок 2 — Зміна площі очищення у відносних координатах F/F_{max} при різних кутах розташування осі пристрою для типового та пропонованого технічних рішень

При цьому максимальної ефективності очищення можна досягти при використанні пропонованих засобів, розташовуючи їх під кутами π/3-π/6. Для елементів турбоагрегатів це важливо, оскільки досить часто зорієнтувати пристрій так, щоб натікання було перпендикулярним до поверхні дуже складно.

Таким чином, використовуючи пропонований гібридний інструмент струминної дії з додатковими малими масами на пружних підвісах, здатних виконувати коливальні рухи та здійснювати ударно-циклічне навантаження поверхні, можна ефективно очищати складні поверхоні під кутами в діапазоні π/3-π/6. При цьому максимальний тиск рідини не перевищує 90—110 МПа, а витрата кріогенної рідини на формування потоку крижинок — 40—50 г/с.

УДК:621.515

С.В. Лозня, канд. техн. наук
ООО «Котрис», Украина
Э.П. Ясиницкий, канд. техн. наук
.Национальный авиационный університет

МОДЕЛИРОВАНИЕ ГАЗОПЕРЕКАЧИВАЮЩЕГО АГРЕГАТА ГПА-Ц-6,3

На дожимных компрессорных станциях газодобывающей компании Украины наибольшее распространение имеют газоперекачивающие агрегаты с газотурбинным приводом. Газоперекачивающий агрегат Ц-6,3 состоит из газотурбинного двигателя и нагнетателя природного газа. Нагнетатель представляет собой двухкаскадный центробежный компрессор с охлаждением природного газа между каскадами, что обеспечивает получение необходимой степени сжатия.

Управление режимами роботы газоперекачивающего агрегата проводится с учетом технологических ограничений, обусловленных механической и температурной прочностью элементов газотранспортной системы, энергетическими и газодинамическими характеристиками трубопроводов и ГПА. Режимы, которые удовлетворяют этим требованиям относятся к технологически допустимыми. Применение математического моделирования позволяет определить область технологически допустимых режимов в координатах производительностьстепень—сжатия нагнетателя и выбрать из этой области оптимальные режимы.

Для разработки системы автоматического управления и в режиме сопровождающего техническую эксплуатацию моделирования, модель ГПА должна отражать характеристики объекта по каналам возмущений и управляющих воздействий, содержать информацию, необходимую для анализа устойчивости, управляемости и оценки технического состояния [4].

Модель строится на базе приведенных характеристик каскадов компрессора [1]. Модель сети описывает связь между объемным расходом газа Q и давлением P на выходе компрессора с учетом проводимости — величины, обратной пневматическому сопротивлению [2]

$$P = \left(Q / \sigma\right)^2$$

Величину проводимости сети σ удобно получить по результатам текущего теплотехнического обследования состояния ГПА, проведенного в соответствии с принятыми методиками [3].

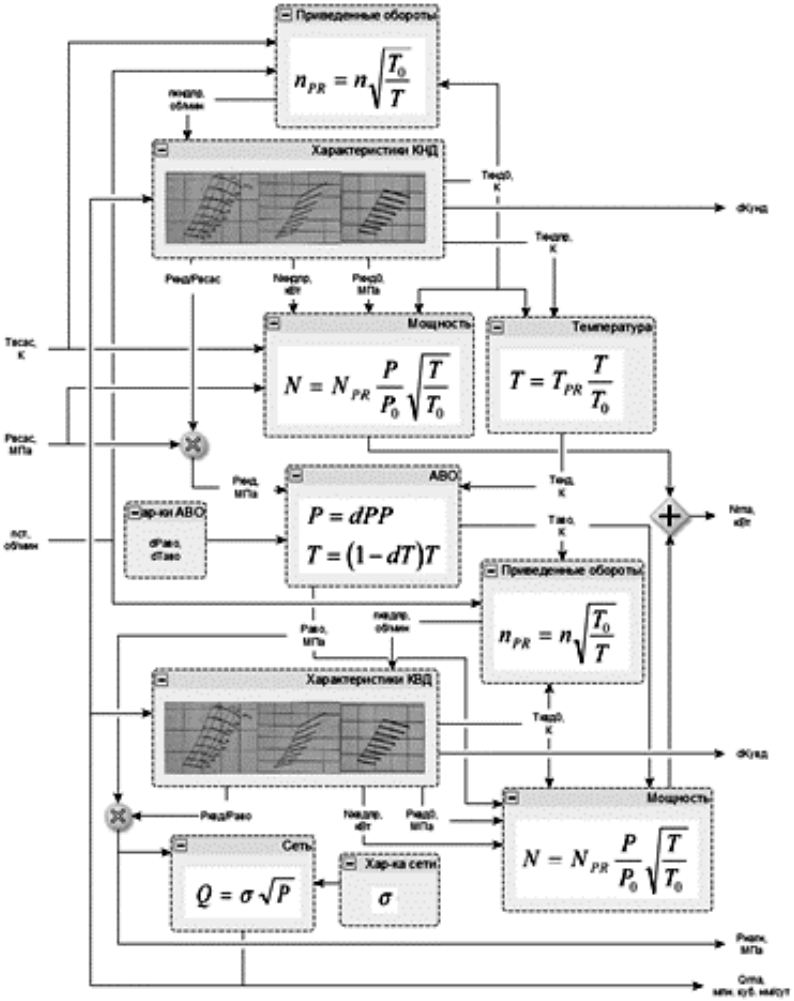


Рисунок 1. Блок-схема модели ГПА

Блок-схема расчета двухкаскадного компрессора с промежуточным охлаждением и приводом от газотурбинного двигателя показана на рисунке 1.

Входными параметрами модели являются температура $T_{ВСАС}$ и давление $P_{ВСАС}$ компримируемого газа на входе каскада низкого давления, а также частота вращения ротора свободной турбины газотурбинного привода $n_{СТ}$.

На выходе модели рассчитываются потребляемая мощность $N_{ГПА}$ и коммерческая производительность компрессора $Q_{ГПА}$, а также запасы газодинамической устойчивости каскадов компрессора высокого $dK_{УВД}$ и низкого $dK_{УНД}$ давлений.

Добавление к данной модели уравнения динамики ротора свободной турбины с учетом суммарного момента инерции позволяет реализовать динамическую модель компрессора в реальном времени.

Удобство данного подхода к моделированию динамики ГПА связано с достаточно простой реализацией наиболее существенного возмущения на САУ ГПА со стороны противопомпажной системы, которое может быть смоделировано повышением проводимости сети, а также возмущения, связанного с изменением газодинамических характеристик магистрального газопровода, которое моделируется изменением входных параметров.

Список использованных источников

1. *Козаченко А.Н.* Эксплуатация компрессорных станций магистральных газопроводов, М.: Нефть и газ, 1999

2. *Имаев Д.Х.* Моделирование технологического процесса компримирования природного газа как объекта управления. Установившиеся режимы. Санкт-Петербургский государственный электротехнический университет «ЛЭТИ» им. В. И. Ульянова (Ленина)/Д.Х.Имаев С. В. Квашнин, М. Ю. Шестопалов https://izv.etu.ru/assets/files/izvestiya_leti-6_2020_0013-0023.pdf

3. *СОУ 60.3-30019801-011:2004.* Компресорні станції. Контроль теплотехнічних та екологічних характеристик газоперекачувальних агрегатів. — К.: ДК «Укртрансгаз» 2004. — С. 119 с.

4. *СОУ 60.3-30019801-065:2008*. Системи автоматичного керування газоперекачувальними агрегатами. Основні технічні вимоги. — К.: ДК «Укртрансгаз» 2008. — 56 с.

5. *Ковалко М.П.* Методи та засоби підвищення ефективності функціонування систем трубопровідного транспорту газу / М.П. Ковалко К.: «Українські енциклопедичні знання» 2001. — 287 с.

УДК. 621.924.93

О.П. Ящук
Національний авіаційний університет

МЕТОДИ ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ГІДРОСТРУМЕНЕВОЇ ОБРОБКИ

Серед способів впливу на матеріали провідне місце займають гідроструминні технології, суть яких полягає у застосуванні як інструмента струменя рідини високого тиску. Енергетичною основою гідроструминних технологій є процес перетворення роботи, що здійснюється головними виконавчими органами технологічного устаткування — мультиплікатором або плунжером, у кінетичну енергію струменя рідини.

Найважливішою характеристикою будь-якого процесу обробки матеріалу є його продуктивність. У зв'язку з цим, широкі технологічні можливості і переваги гідроструменевої обробки (ГСО) служать достатніми вимогами для проведення досліджень по підвищенню техніко-економічної ефективності цього перспективного методу обробки матеріалів.

Для підвищення продуктивності роботи гідроструменевого обладнання було проведено теоретичні дослідження активної границі надзвукового двофазного струменя. Для збільшення різальної здатності гідроабразивного струменя запропоновано закручування його в трубці змішувача через додаткову спіралеподібної втулку зі змінним кроком. Були отримані поправки в закони поширення рідинного струменя круглого перерізу, що враховують її закручування. Отримана залежність розширення діаметра струменя залежно від відстані до поверхні контакту

струменя з матеріалом, витрати абразивних часток і від діаметра сопла.

З метою виявлення найбільш значущих напрямів досліджень по вдосконаленню ГСО були сформульовані основні шляхи підвищення ефективності ГСО. Зокрема, до них відносяться можливість підвищення робочого тиску струменя, оптимізація геометричних параметрів елементів, що формують струю (рідинного і абразивно-рідинного сопла, камери головки та інших), підвищення ріжучої здатності абразиву і визначення оптимальної його подачі. Ці напрями було представлено у вигляді таблиць та графіків для аналізу. Результати цього аналізу оброблялися різними методами, що дозволило науково обґрунтувати найбільш перспективні напрями розвитку.

На сьогоднішній день з метою вдосконалення даної технології проведено роботу, яку направлено на дослідження перебігу фізичних явищ, які відбуваються у зоні різання для визначення раціональних параметрів проточної частини гидроабразивного агрегата, при яких досягається ефективне перетворення гідравлічної потужності.

Запропоновано математичні моделі, що встановлюють взаємозв’язок енергетичних параметрів гидроабразивной струменя з вихідними технологічними показниками процесу обробки.

Для визначення характеру руху рідини і параметрів уздовж лінії струму проводилось комп'ютерне чисельне моделювання з подальшим уточненням елементів фізичного моделювання для отримання математичної моделі найбільш близькою до фізичної моделі на схожих режимах.

Важливим напрямом розвитку процесу гідроабразивної обробки є вдосконалення програмно-математичного забезпечення, адаптованого до специфіки процесу. Існує чимало специфічних особливостей, які не властиві традиційним методам обробки матеріалів. По-перше, це нежорсткість інструменту, що призводить до запізнення струменя при виході з матеріалу, яке залежить головним чином від фізичних і геометричних параметрів матеріалу, а також швидкості подачі струменя відносно нього. По-друге, це зміна різальних властивостей струменя уздовж її осі, яке зв’язано з тим, що кінетична енергія струменя витрачається на процес руйнування, що призводить до розширення струменя.

По-третє, це зміна різальних властивостей інструменту в результаті зносу сопла і фокусуючої трубки. Таким чином, можна створити всеосяжний програмно-математичний апарат, що дозволяє з достатньою адекватністю завдавати режими обробки та прогнозувати її результати.

Умовно параметри можна розділити на стаціонарні та динамічні. До стаціонарних параметрів відносяться кути взаємодії струменя з перешкодою, в першу чергу, "кут атаки" — кут між вектором швидкості струменя і вектором руху подачі. Динамічні параметри характеризують зміну в часі стаціонарних параметрів, і їх комбінацію, що дозволяє запропонувати різні способи ГСО, наприклад, вібраційну абразивно-рідинну обробку.

Проведені попередні експерименти на матеріалі підтвердили істотний вплив кінематичного фактору на продуктивність ГСО, що вказує на перспективність подальшого вивчення цього технологічного параметра.

Таким чином, аналіз шляхів підвищення ефективності ГСО завідчив, що разом з традиційними напрямами, інтерес становлять нові методи, перспектива застосування яких обумовлена їх впливом на механізм руйнування матеріалу в зоні обробки.

Список використаних джерел

1. А.П. Багач, І.О. Ящук, О.П. Ящук. Оптимізація процесу гідроабразивного струменевого різання шляхом підбору оптимальних параметрів: Гідро- та пневмоприводи машин — сучасні досягнення та застосування. — Вінниця: ВНТУ, 2019. — С. 25—28.

2. Саленко, О.Ф., Струтинський, В.Б. Загірняк, М.В. Ефективне гідро різання. — Кременчук КДПУ. — 2005. — 488 с.

3. Галиновский, А.Л., Петухов, Е.Н., Сальников, С.К., Харитонов, В.Н. Применение гидроструйной технологии для утилизации авиационной и космической техники //Оборонная техника. — 2002. — №11. — С. 84—86.

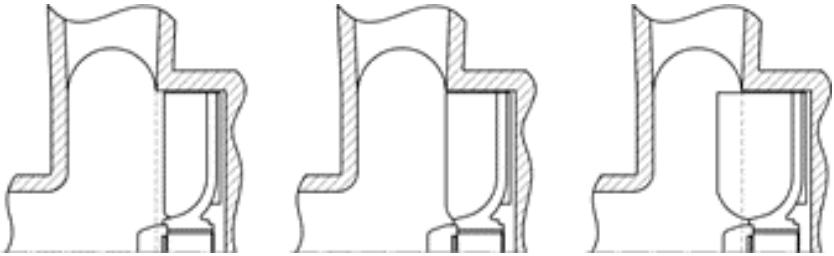
Р.В. Пузік,
В.Ю. Кондусь, канд. техн. наук
Сумський державний університет

РОЗШИРЕННЯ ПЕРСПЕКТИВ ЗАСТОСУВАННЯ ВІЛЬНОВИХРОВИХ НАСОСІВ ТИПУ СВН ШЛЯХОМ МОДИФІКАЦІЇ ПРОТОЧНОЇ ЧАСТИНИ

Вільновихрові насоси широко використовуються в галузях господарства, пов'язаних з транспортуванням рідин, що містять тверді домішки, суміші з піском, рідини з волокнистими включеннями тощо. Тим не менше даний тим насосів має відносно малий ККД (величина максимально досяжного значення ККД не перевищує $\eta_{max} = 0{,}53$).

Через це гостро постає питання підвищення ефективності вільховихрових насосів.

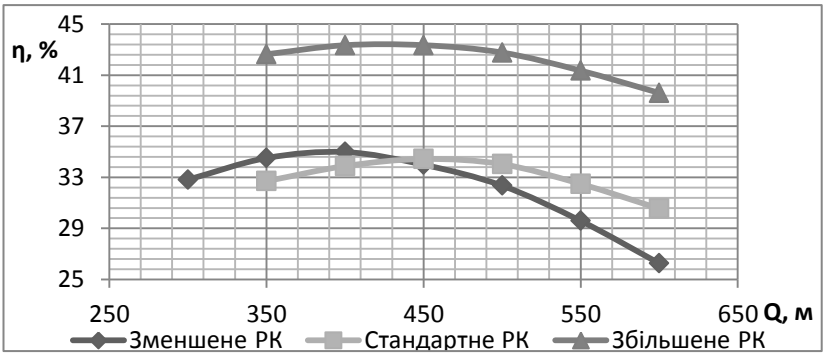
У даній роботі було виконано удосконалення проточної частини шляхом зміни ширини лопаті робочого колеса насоса (рисунок 1). Було досліджено вільновихрові насоси а) зі зменшеної шириною робочого колеса (РК), б) зі стандартною шириною РК, в) зі збільшеною шириною РК.



а) *б)* *в)*

Рисунок 1 — Схема проточної частини вільновихрового насоса:
а) зі зменшеної шириною РК, б) зі стандартною шириною РК, в) зі збільшеною шириною РК

Експеримент виконано шляхом проведення чисельного дослідження з використанням програмного комплексу Ansys CFX. За результатами проведеного дослідження побудовані характеристики випробуваного вільновихрового насоса діючої і удосконаленої конструкцій (рисунки 2, 3).



Р

Рисунок 2 — Характеристика ККД насоса

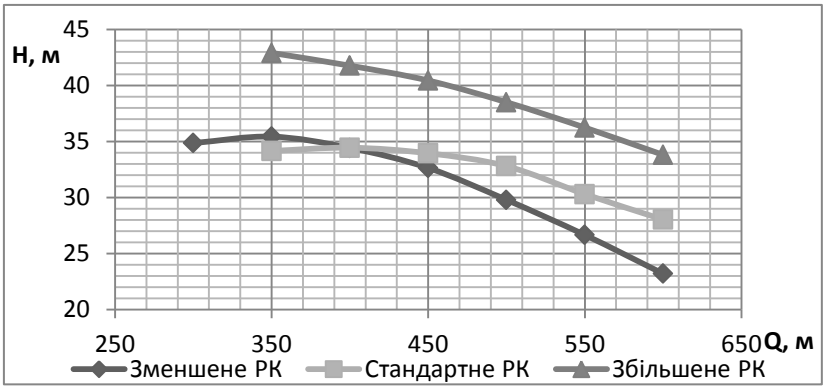


Рисунок 3 — Напірна характеристика насоса

При незначному зменшенні ширини робочого колеса вільновихрового насоса значення максимального ККД та напору залишаються практично незмінними. Водночас завдяки збільшенню робочого колеса було досягнуто підвищення ККД вільновихрового насоса на 9% та напору на оптимальному режимі на 6 м.

Дані результати пояснюються зменшенням деформації тороподібного вихору, що дозволяє підвищити ефективність передачі енергії у вихровому робочому процесі. Також незначний вихід кромки лопаті робочого колеса у вільну камеру насоса дещо підвищує частку лопатевого робочому процесі вільновихрового насоса.

УДК 621.65

В.Ю. Кондусь, канд. техн. наук
О.Г. Гусак, канд. техн. наук
А.І. Шевченко
Сумський державний університет

ПРАКТИКА РОЗРОБКИ І ПРОЄКТУВАННЯ ВІДЦЕНТРОВИХ НАСОСІВ З ПІДВИЩЕННИМИ ПОКАЗНИКАМИ НАПІРНОСТІ НА ПРИКЛАДІ НАСОСІВ ДЛЯ ПІДТРИМКИ ПЛАСТОВОГО ТИСКУ ЦНС 180-1900

На сьогоднішній день цілі низки галузей промисловості потребують забезпечення насосними установками підвищених вимог щодо тиску, який виникає в системах.

Так, зокрема відцентрові насоси використовуються у нафтовидобуванні для створення пластового тиску шляхом подачі технічної води. При цьому на сьогоднішній день існує потреба у підвищенні напірності насосних установок з метою збільшення обсягів видобутку нафти.

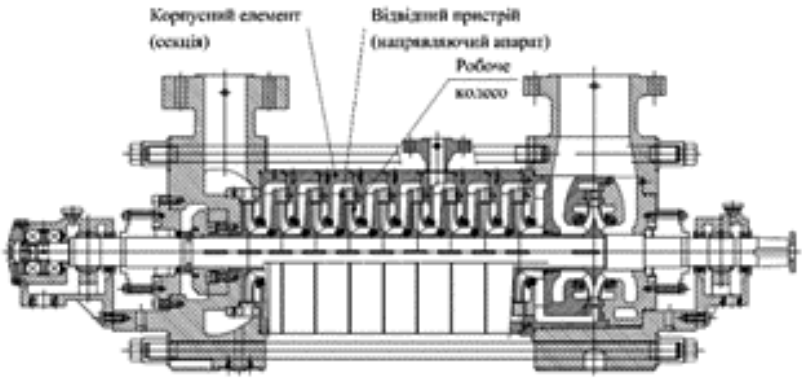
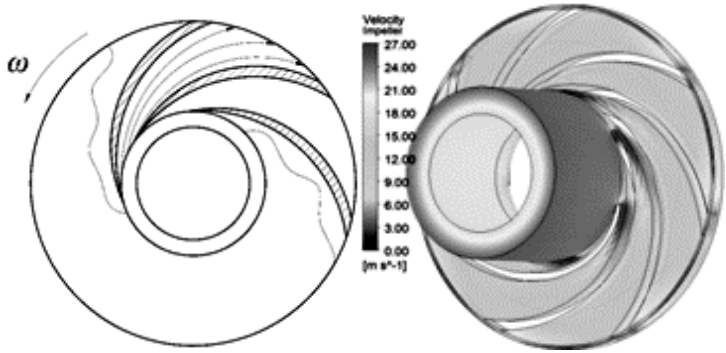


Рисунок 1 — Конструктивна схема відцентрового багатоступінчастого насоса

Для даної сфери характерним є використання багатоступінчастих насосів (рисунок 1) потужністю 1,5 МВт і більше. Таким чином, заміна насосного обладнання на нове, що має підвищену

напірність, вимагає значних інвестиційних витрат. У кінцевому випадку це збільшує загальну вартість життєвого циклу насосної установки, що не є раціональним способом модернізації насосного обладнання.

Робочі колеса відцентрових насосів стандартної конструкції проектуються з кутом установки лопаті на виході $\beta_2 < 35^\circ$ (N1) з метою уникнення додаткових гідравлічних втрат. До їх причин можна віднести велику дифузорність міжлопатевих каналів та місцеві гідравлічні втрати унаслідок відриву потоку від поверхонь стінок лопатей і дисків робочого колеса. Отже, для правильно спроектованих робочих коліс характерним є низькі гідравлічні втрати внаслідок вдалого перебігу потока рідини у його міжлопатевих каналах (рисунок 2).

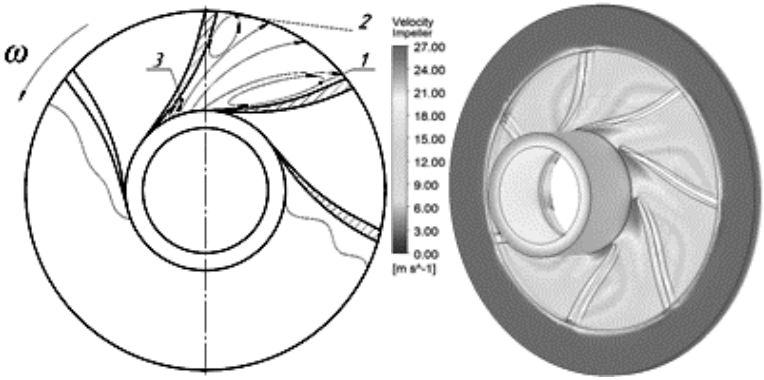


а *б*

Рисунок 2 — Схема руку потоку рідини (а) та розподіл відносної швидкості w у міжлопатевих каналах робочого колеса N1 з кутом установки лопаті на виході з робочого колеса $\beta_2 = 25^\circ$ (б) у результаті чисельного дослідження

За результатами дослідження визначено, що повний напір такого робочого колеса становить 158 м, що є невисоким показником. Це підтверджує думку про значний вплив розташування лопаті на величину повного напору.

У ході проведення дослідження розроблено робоче колесо (N2) зі збільшеним кутом установки лопаті на виході з робочого колеса $\beta 2 > 70^\circ$ (рис. 3). Для забезпечення мінімальних втрат напору поблизу входу в робоче колесо кут установки лопаті на вході в робоче колесо не змінювалося. При цьому $\beta 1 < 30^\circ$.



а *б*

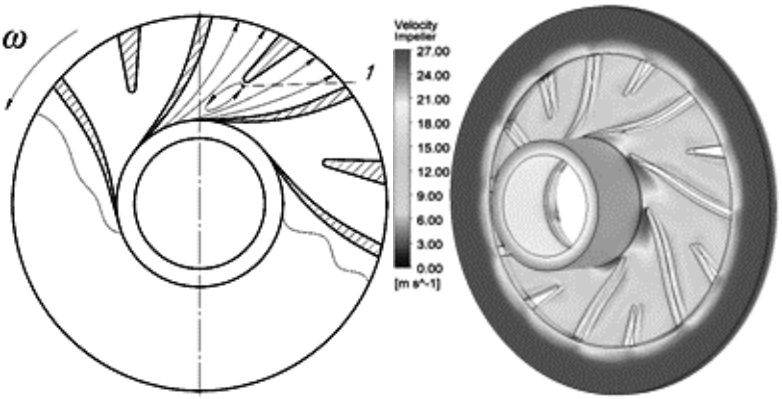
Рисунок 3 — Схема руху потоку рідини (а) та розподіл відносної швидкості w у міжлопатевих каналах робочого колеса N2 з кутом установки лопаті на виході з робочого колеса $\beta_2 = 75^\circ$ (б) у результаті чисельного дослідження:

1, 2, 3 — основні зони місцевих гідравлічних втрат

Робоче колесо N2 дозволяє підвищити повний напір до 178,6м, тобто на 13%. Однак у даній конструкції утворюються зони відриву потоку. Це призводить до виникнення значних гідравлічних втрат, у результаті чого напір насоса та його к.к.д. не досягають максимального значення.

У даному випадку зони 1 і 3 пов'язані зі швидкою зміною напрямку потоку в міжлопатевих каналах робочого колеса. Кут установки лопаті змінюється з $<30^\circ$ на вході (β_1) до $>70^\circ$ на виході (β_2) з робочого колеса. При цьому, у зоні 1 силова взаємодія лопаті з потоком мінімальна. Це призводить до мінімальної енергії, що передається лопатями потоку на широкому діапазоні довжини лопаті. Зона відриву потоку 2 пов'язана з високою дифузорністю міжлопатевих каналів робочого колеса N2.

З урахуванням позитивного досвіду впровадження двоярусної конструкції робочого колеса зі збільшеним значенням кута установки лопаті β_2 висловлено гіпотезу про необхідність розробки робочого колеса здвоярусною лопатевою системою, що містить лопаті другого ряду «клиновидної» форми. Кут установки такої лопаті на виході з робочого колеса β_2 відповідає аналогічному куту основних лопатей (рисунок 4).



а *б*

Рисунок 4 — Схема руху потоку рідини (а) та розподіл відносної швидкості w у міжлопатевих каналах робочого колеса N3 (б) у результаті чисельного дослідження: 1 — основна зона місцевих гідравлічних втрат

У результаті виконання додаткового ряду лопатей у робочому колесі N3 досягнуто значне скорочення зони відриву потоку 1. Це пояснюється більшою відповідністю напрямку потоку рідини і розташування лопаті.

Додатковий ряд лопатей розділяє міжлопатевий канал на два окремі канали з меншою дифузорністю. З урахуванням цього висловлено гіпотезу і підтверджено у ході виконання чисельного дослідження щодо зменшення зони відриву потоку 2 (відповідно до рис. 3).

Внесення конструктивних змін в робочому колесі N3 дозволило підвищити повний напір робочого колеса до 200,2 м. Це на 26,7% вище, ніж у робочому колесі N1.

УДК 621.671

О.А. Куліков,
С.С. Петренко,
О.В. Ратушний, канд. техн. наук
Сумський державний університет

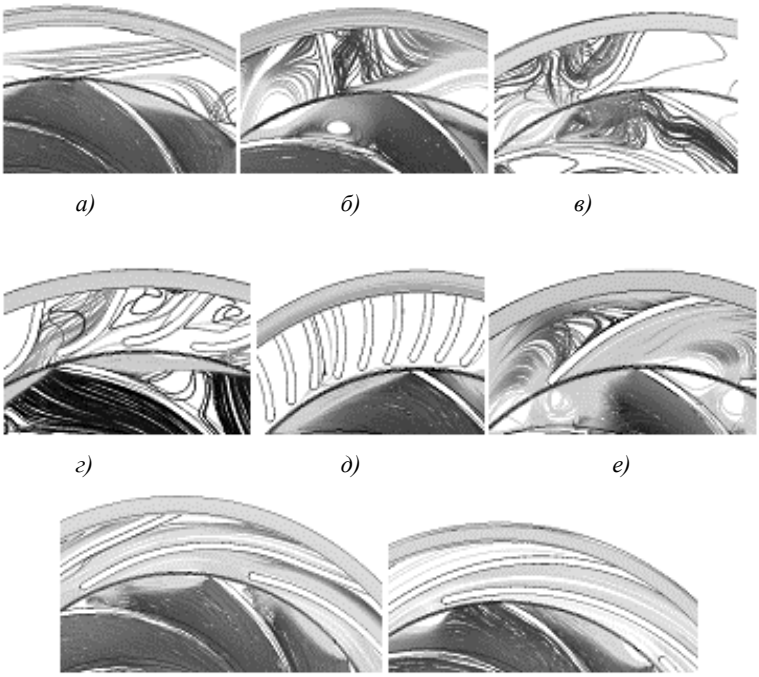
ДОСЛІДЖЕННЯ ОПТИМАЛЬНОЇ КІЛЬКОСТІ ТА ФОРМИ ЛОПАТЕЙ В КОНТР-РОТОРНОМУ СТУПЕНІ ВІДЦЕНТРОВОГО НАСОСА

Одна з основних сьогоднішніх проблем промисловості — велика енергоємність експлуатації насосного обладнання. У різних галузях насоси споживають 25-60% від всієї енергії, що витрачається. При цьому майже ¾ енерговитрат припадає на динамічні насоси. У зв'язку з цим була прийнята директива, яка передбачає скорочення загального споживання енергії на 20%, а енергоспоживання насосного обладнання — на 40%. Розглядаючи дане питання, відзначимо, що в даний час в багатьох галузях промисловості виникла проблема підвищення економічності відцентрових насосів, які забезпечують зростання напору при відносно невеликих подачах [1].

Для підвищення напірності наразі застосовують насоси із декількома ступенями, де кожна наступна ступінь подібна до попередньої. Але було доведено, що насоси, які використовуються, контрроторний ефект можуть створювати значно більший напір, ніж багатоступеневі. Головним недоліком контрроторних насосів виявилося зменшення ККД при збільшенні напірності [2]. Таким чином, постало питання удосконалення форми та кількості лопатей для покращення напірних й енергетичних характеристик.

Дослідження здійснювалися на основі методу чисельного розв'язання фундаментальних законів гідромеханіки в програмному продукті ANSYS CFX [3, 4]. Слід зазначити, що ANSYS CFX неодноразово тестувався при вирішенні задач конструкції насоса, а розбіжність між результатами чисельного та фізичного моделювання не перевищує 5%.Тому цей програмний продукт підходить для вирішення поставленої дослідницької проблеми. Першим кроком було змодельовано та досліджено робоче колесо насоса ЦНС 180-1900. Напір робочого колеса складає 138 м.

Для дослідження було змодельовані декілька контр-роторних ступенів. На рисунку 1 зображено лопаті та лінії течії в міжлопатевих каналах. Основні з них мали наступні форми лопатей: першими були змодельовані лопаті у вигляді пластин, що розташовані під певним кутом (90^0; 0^0) (рисунки 1 а,б). Наступним кроком стало моделювання S, J та C подібних лопатей (рисунки 1 в, г, д) з оптимальними кутами на вході та виході контрроторного ступеня. І нарешті було сконструйовано циліндричні лопаті різної довжини (рисунок 1 е, ж).



а) *б)* *в)*

г) *д)* *е)*

є) *ж)*

Рисунок 1 — Форми лопатей:

а) під кутом 90^0; б) під кутом 0^0; в) S подібна лопать; г) J подібна лопать; д) C подібна лопать; е) циліндрична коротка; є) циліндрична оптимальна ж) циліндрична довга.

Слід зазначити, що контрроторний диск має форму ¼ гідромуфти для покращення збирання та відведення рідини в подальшому проектуванні проточної частини. Після розрахунку кожної

з лопатей було знято характеристики у вигляді напору (таблиця 1) та обговорені шляхи покращення конструкції.

Таблиця 1 — напірні характеристики ступенів

Форми лопатей	Напір, м.	Форми лопатей	Напір, м.
А	365,12	Д	377,1
Б	333,4	Е	438,28
В	326,1	Є	482,19
Г	395	Ж	462,37

Як висновок, можна сказати те, що лопаті А—Г мають дуже сильні вихроутворення в міжлопатевих каналах. Це призводить до зменшення напору та в свою чергу збільшує ККД. Згущення лопатей для запобігання вихроутворення не дає позитивного результату, так як потік стискається та не проходить в контрроторний диск. Оптимальними є циліндричні лопаті. Вони створюють незначний вихор та значно збільшують напір контрроторного ступеня.

Список використаних джерел

1. VI технологічний уклад: перспективи розвитку систем, які передають енергію рідині: монографія / О. В. Ратушний. — Суми: Сумський державний університет, 2020. — 212 с.

2. Kulikov, A. A., Ratushnyi, A. V., Kovaliov, I. A., Mandryka, A. S., &Ignatiev, A. S. (2021). Numerical study of the centrifugal contrarotating blade system. Paper presented at the Journal of Physics: Conference Series, , 1741(1) doi:10.1088/1742-6596/1741/1/012008 Retrieved from www.scopus.com

3.L.G. Loitsianskyi (2003) Mechanics of liquid and gas [Mehanika zhidkosti i gaza]: Study guide — 7th edition. M.: Drofa, 840 p.

4.ANSYS CFX 13.0 Solver Theory. Release 13.0, 2010. 261 p. Available at: http://www.ansys.com.

УДК 629.7.062.2

Ю.О. Литвин,
Т.В. Тарасенко, канд. техн. наук
Національний авіаційний університет

ДОСЛІДЖЕННЯ КОЛИВАНЬ ТОНКОСТІННИХ ОБОЛОНОК ЗА ДОПОМОГОЮ ЧИСЕЛЬНИХ МЕТОДІВ

Резонансний метод очищення трубопроводів [1, 2] використовує різницю власних частот коливання стінки трубопровода і забруднюючих частинок. Для підтвердження працездатності даного методу розглядаються коливальні властивості трубопровода, забруднюючих частинок та рідини, що заповнює трубопровод, а такої методи їх оцінки.

У роботі [3] було розглянуто методи оцінки власних частот для рідини, що заповнює досліджувану ділянку трубопровода. Такі коливання використовуються у подальших дослідженнях для збудження коливань стінки трубопровода. Оскільки ефективність відриву забруднюючих частинок визначається в основному різницею абсолютних прискорень елементарних об'ємів стінки трубопровода і забруднюючої частинки, дослідження характеру коливань стінки трубопровода під дією коливання тиску має важливе значення.

Виконано чисельне моделювання методом скінченних елементів взаємодії рідини з стінкою трубопровода за допомогою методу FSI (Fluid—structureinteraction) з двонаправленою взаємодією рідини і стінки: з одного боку виконується гідродинамічний розрахунок і визначаються локальні значення тиску у вузлах сітки, які потім використовуються при розрахунку деформації стінки трубопровода, з іншого боку, отримані значення деформації використовуються для коригування форми сітки проточної частини в наступній ітерації гідродинамічного розрахунку.

На вході та виході проточної частини трубопровода встановлено постійне значення величини статичного тиску $p_{st} = 4МПа$, а швидкість течії рідини на вході змінюється за синусоїдальним законом:

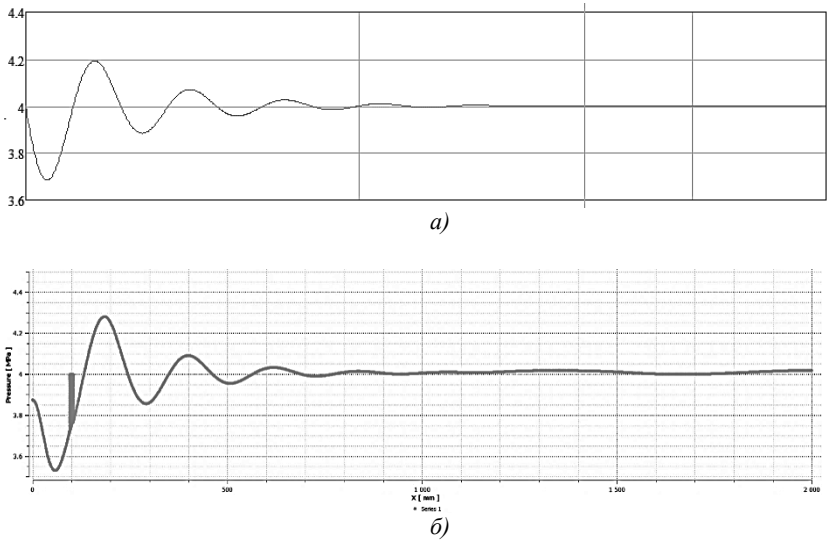
$$v(t) = v_0 + A_v \cdot \sin(\omega \cdot t)$$

де $v_0 = 0$ *м/с* — постійна складова швидкості, $A_v = 5$ *м/с* — амплітуда коливання швидкості, $\omega = 4{,}408 \times 10^3$ *рад/с* $= 701{,}5$ *Гц* — кутова частота.

Для досліджуваної глухої вітки трубопровода довжиною 2000ммз жорстко закріпленими кінцями розрахунок власних частот рідини виконано за методом, описаним в [3].

Розрахунок власних частот трубопровода, що заповнений рідиною, виконано за допомогою модуля Modalanalysis пакету ANSYS 19.1. Частота сигналу по швидкості ω відповідає другій моді для рідини в трубопроводі.

На рисунку 1 показано отриманий графік розподілу тиску по довжині трубопровода для моменту часу $t = 0.017c$.



а)

б)

Рисунок 1 — Розподіли тиску по довжині трубопровода за аналітичним (а) та чисельним (б) розрахунком

Графік, отриманий методом чисельного моделювання відрізняється від аналітичного графіка для затухаючого коливання тиску на вході наявністю незатухаючих коливань тиску у другій половині ділянки досліджуваної вітки трубопровода, з чого можна судити про наявність коливальних деформацій стінки трубопровода в радіальному та повздовжньому напрямках [5].

За отриманими даними частота цих коливань складає *245,833Гц*, що приблизно відповідає десятій моді коливань досліджуваного трубопровода, який заповнено рідиною, що складає *245.922Гц*.

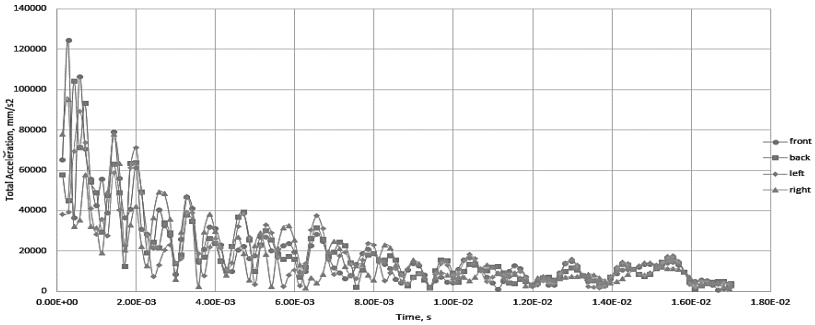


Рисунок 2 — Абсолютні значення прискорень точок на поверхні трубопровода

Проаналізувавши результати чисельного моделювання методом FSI для деформації стінки трубопровода, отримано графік абсолютних значень прискорення (рисунок 2) для чотирьох тестових точок, розміщених на поверхні стінки трубопровода в одній площині,перпендикулярній осі трубопровода, на відстані *1500мм* від його початку.

Виконавши швидке перетворення Фур'є для набору даних, на рисунку 2, отримаємо спектральне відображення зміни прискорення точок на поверхні трубопровода (рисунок 3):

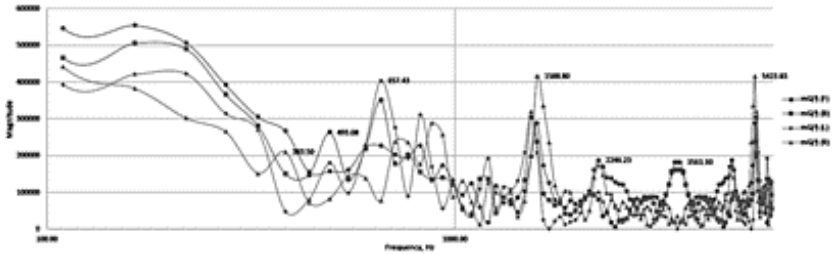


Рисунок 3 — Спектр коливань прискорення точок на поверхні трубопровода

На рисунку 3 маємо піки на частоті *657,43Гц,* що близько до значення збуджуючої частоти коливань тиску та кратних частотах.

Отримані результати можуть бути застосовані для подальшого дослідження резонансного методу очищення трубопровода при оцінці необхідної частоти коливань стінки трубопровода для моделювання взаємодії стінки трубопровода і забруднюючих частинок.

Список використаних джерел

1. Тарасенко, Т.В. Кавітаційне очищення елементів гідроарматури від забруднень. — Промислова гідравліка і пневматика. — 2013. — №3(41). — С. 48—52.

2. Особливості гідравлічного розрахунку руху природного газу в газопроводі при малих значеннях тиску / М.П. Андріїшин, К.І. Капітанчук // XXI Міжнар. наук.-тех. конф. АС Промислова гідравліка і пневматика, 30 листопада 2020 року, м. Київ.: матеріали конференції. — Вінниця: «Глобус-Прес». — 2020. — С. 86—87. URL: https://er.nau.edu.ua/handle/NAU/44735

3. Литвин Ю.О. Чисельне та аналітичне дослідження умов виникнення стоячої хвилі у глухій вітці трубопровода. Сучасні авіаційні технології. Рідинно-газові системи літальних апаратів: матеріали XXI Міжнародної науково-практичної конференції здобувачів вищої освіти і молодих учених "Політ. Сучасні проблеми науки" (Київ, 5-9 квіт. 2021 р.)

4. Иванченко Н.Н., Скуридин А.А., Никитин М.Д. Кавитационные разрушения в дизелях. Л.: Машиностроение, 1970. 152 с.

5. Naudascher E. Flow-Induced Vibrations: An Engineering Guide / E. Naudascher, D. Rockwell — Massachusetts: Courier Corporation, 2012. — 432 p.

УДК 621.891

В.М. Стадниченко, д-р техн. наук
Національний авіаційний університет

ДОСЛІДЖЕННЯ МЕХАНІЗМІВ НАПРАВЛЕНОГО МАСОПЕРЕНЕСЕННЯ У ВУЗЛАХ ТЕРТЯ ОБ'ЄМНИХ ГІДРОМАШИН В УМОВАХ УПРАВЛІННЯ ТЕПЛОВИМ ПОТОКОМ

Вступ. Використання ефекту «беззносне» тертя може бути покладено в основу створення трібосистем, що володіють високим ресурсом і максимальною надійністю. Найбільшого значення при реалізації цього явища набувають утворення різних тонкоплівкових структур при терті. Термодинамічні умови появи такого роду структур на поверхні тертя наведено у роботах по нелінійній термодинаміці і самоорганізації нерівноважних систем [1, 2, 3].

Аналіз літератури. Найбільш відомим механізмом переходу трібосистеми до «квазібеззносному» стану є явище «вибіркового» перенесення. Однак спроби перенести ефект «вибіркового» перенесення на інші класи трібосистем не дав позитивних результатів, що пов'язано з відсутністю умов перебігу трібохімічної активації у мастильних середовищах реальних трібосистем. Водночас аналіз літературних джерел, присвячених дослідженню умов переходу трібосистем в умови нерівноважного самовпорядкування, дозволяють припустити наявність масоперенесення для трібосистем — сталь — мідні сплави за рахунок динамічної дифузії [4, 5]. Як показали дослідження, що проведено авторами роботи [6, 7], умовою виникнення і подальшого перебігу подібного механізму дифузії є перехід поверхневих шарів матеріалів трібосистем до нерівноважного стану за рахунок оптимізації теплового потоку, що потребує експериментальних доказів.

Результати дослідження. Для проведення досліджень на знос були використані елементи зі сталі 40 (рухомий) та бронзи БрА9ЖЗЛ (нерухомий).

Розміри досліджуваних елементів склали: діаметр $R_{обр}$=25мм, товщина L=15 мм. Вибір даних матеріалів обумовлений їх широким використанням у качаючих вузлах об'ємних гідромашин.

Випробування елементів проводилися на розробленому автоматизованому комплексі трібодіагностики [5] з використанням конструктивної схеми «диск-диск». Попереднє припрацювання здійснювалась до утворення плями контакту 20 мм^2 за допомогою дрібнодисперсної шліфовального паперу. Як мастильний матеріал використовувалась авіаційна олива Б-3В.

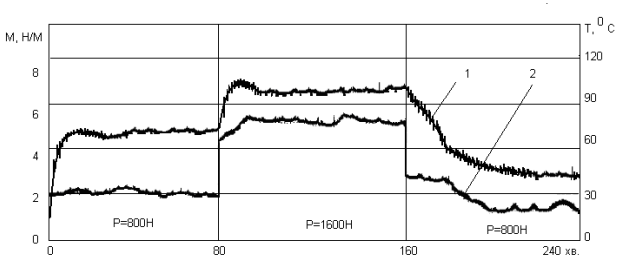
Випробування на тертя та зношування проводили у камері, що була складовою частиною автоматизованого комплексу трібодіагностики, яка дозволяє робити безперервну реєстрацію трібологічних параметрів на ПЕОМ, а також проводити регулювання температури в ефективному об'ємі взаємодії.

Безперервна реєстрація інтенсивності зношування здійснювалася за допомогою методу акустичної емісії, відповідно до методики, викладеної в роботі [5]. Випробування проводилися в два етапи. На першому етапі досліджувався процес рівноважного самовпорядкування трібосистеми, при якому дисипація теплової енергії від сил тертя проводилась за рахунок конвективного теплообміну з поверхні обох зразків.

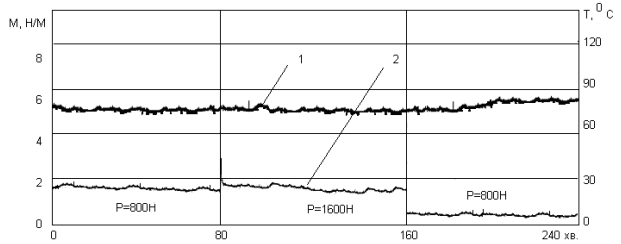
При цьому навантаження в процесі випробувань змінювалось за програмою 800 Н, 1600 Н, 800 Н. Час роботи трібосистеми на кожному прикладеному навантаженні складав 80 хв. Загальний час безперервних випробувань складав 4 години. Вимірювання зносу трібоелементів виконували за методом штучних баз. Випробування проводилися у камері, конструктивне виконання якої дозволяло автоматизованому комплексу трібодіагностики підтримувати постійну температуру в ефективному обсязі взаємодії на рівні 80°С для кожної серії випробувань, при цьому відбувалося нагрівання нижньої частини камери і охолодження верхньої частини камери упродовж усього експерименту.

На другому етапі методику випробувань було обрано з урахуванням реалізації умов виникнення нерівноважного самовпорядкування при управлінні енерго-масоперенесенням, обґрунтованих на основі положень нелінійної термодинаміки і механіки твердого тіла.

Слід зазначити, що реалізація умов нерівноважного самовпорядкування відбувалося після закінчення припрацювання трібосистеми, тобто її переходу до стійкого рівноважного стану.



а)



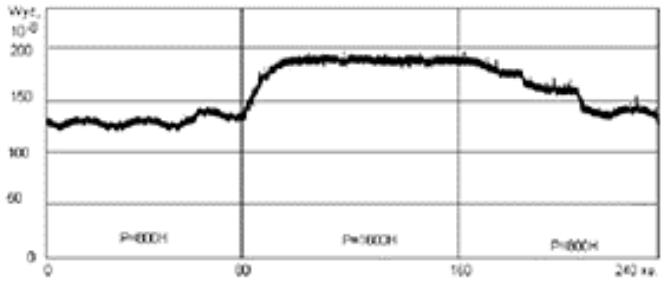
б)

Рисунок 1. Зміна моменту тертя ($M_{тр}$) і температури в зоні контакту (Т) від часу проведення випробувань Сталь 40 — БрА9ЖЗЛ де 1 — Т, 2 —$M_{тр}$: а — рівноважне самовпорядкування; б — нерівноважне самовпорядкування

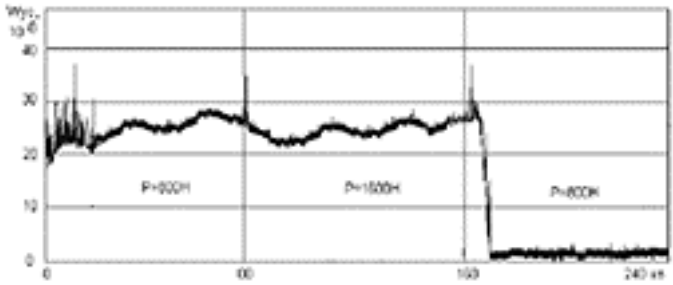
Протягом проведення досліджень як на першому, так і на другому етапах здійснювалася реєстрація параметрів, що характеризують роботу трібосистеми, а саме: момент тертя $M_{тр}$, температура в зоні контакту трібосистеми T, усереднена потужність сигналів акустичної емісії $W_{ус}$, величина зносу I_m.

Зміну основних інформативних параметрів ($M_{тр}$, T), що реєструвались упродовж проведення першого етапу випробувань, показано на рисунку 1, а.

Зміну усередненої потужності акустичної емісії $W_{ус}$ випромінювання, що реєструвалась при рівноважному самовпорядкуванні трібосистеми 40Х — БрА9ЖЗЛ, показано на рисунку 2, а.



а



б

Рисунок 2. Зміна усередненої потужності акустичної емісії $W_{ус}$ від часу проведення випробувань сталь 40 — БрА9ЖЗЛ: а — рівноважне самовпорядкування; б — нерівноважне само впорядкування

Зміну основних інформативних параметрів ($M_{тр}$, T), що реєструвались протягом проведення другого етапу випробувань (нерівноважне самовпорядкування), показано на рисунку 1, б. Зміну усередненої потужності акустичної емісії випромінювання $W_{ус}$, що реєструвалась при нерівноважному самовпорядкуванні трібосистеми 40Х — БрА9ЖЗЛ, зображено на рисунку 2, б.

В таблиці 1 приведені значення інтенсивності зношування стального і бронзового зразків, а також сумарної інтенсивності зношування трібосистеми при різних механізмах самовпорядкування поверхневих шарів.

Результати обробки вимірювальних параметрів, що характеризують роботу досліджуваної трібосистеми ($M_{тр}$, $W_{ус}$, T=80°С) при рівноважному і нерівноважному самовпорядкуванні поверхонь контакту при зміні робочого навантаження повністю повторюються (таблиці 1, і 2).

Таблиця 1. Величина лінійної інтенсивності зношування елементів трібосистем

Механізм самовпорядкування	Сумарна інтенсивність зношування	Інтенсивність зношування стального елемента	Інтенсивність зношування бронзового елемента
Рівноважне самовпорядкування	288×10^{-10}м/м	70×10^{-10}м/м	218×10^{-10}м/м
Нерівноважне самовпорядкування	54×10^{-10}м/м	12×10^{-10}м/м	42×10^{-10}м/м

Таблиця 2. Середні значення вимірювальних параметрів трібосистеми при рівноважному само впорядкуванні

Прикладене навантаження	Момент тертя $M_{тр}$, Н/м	Температура в зоні трібоконтакту, T,°С	Усереднена потужність АЕ випромінювання $W_{ус}$, 10^{-8} Вт
800	2	68	125
1600	5,7	104	180
800	1.6	36	175

При подальшому зменшенні навантаження з 1600 Н до 800 Н, має місце значне зменшення середніх значень приведених вище параметрів трибосистеми, до рівня значно меншого ніж рівня аналогічного етапу роботи трібосистеми при рівноважному самовпорядкуванні поверхневих шарів (таблиця 2).

Однак при збільшенні робочого навантаження з 800 до 1600 Н, середні значення $M_{тр}$, $W_{ус}$ практично не змінюються після стабілізації даних параметрів по закінченню вторинного припрацювання трібосистеми. Час вторинного припрацювання при зміні прикладеного навантаження при нерівноважному самовпорядкуванні трібосистеми значно менше

часу вторинного припрацювання трібосистеми при рівноважному самовпорядкуванні поверхонь трібоконтакту (таблиця 3).

Таблиця 3. Середні значення вимірювальних параметрів трібосистеми при нерівноважному самовпорядкуванні

Прикладене навантаження	Момент тертя, $M_{тр}$, Н/м	Температура в зоні трібоконтакту, T,°С	Усереднена потужність АЕ випромінювання $W_{ус}$, 10^{-8} Вт
800	1,8	80	26
1600	1,8	80	26
800	0,4	80	2

Результати фрактографічних досліджень, а також дослідження хімічного складу поверхонь тертя, свідчать, що при рівноважному самовпорядкуванні трібосистеми має місце нормальне механохімічне зношування поверхонь тертя, що характеризується насиченням поверхневих шарів елементів трібосистеми киснем і гідроксильними групами СН.

Для сталі та бронзи процентний відсоток СН і O_2 мали наступні значення 5,324% і 2,184%, відповідно. Значення величини інтенсивності зношування для стального і бронзового трібоелементів показали, що при рівноважному самовпорядкуванні поверхневих шарів трібосистеми, в основному зношується бронзовий трібоелемент, його інтенсивність зношування в 3,142 рази більше ніж стального трібоелемента.

У поверхневому шарі стального трібоелемента після його нерівноважного самовпорядкування значно зменшується вміст кремнію з 0,37% до 0,137%, при цьому одночасно збільшився процентний зміст сірки з 0,035% до 0,430%, що пояснюється дією протизадирних присадок у мастильному середовищі Б-3В (таблиця 4).

Крім того на поверхні стального трібоелемента на порядки збільшується вміст міді, з 0,123% до 8,425%, що також значно перевищує вміст міді у поверхневому шарі сталевого трібоелемента при рівноважному самовпорядкуванні трібосистеми 0,22%. Також на поверхні сталевого зразка при нерівноважному самовпорядкуванні з’являється цинк 0,25%.

Таблиця 4. Хімічний склад матеріалів трібосистем на початку випробувань та при зміні механізмів самовпорядкування поверхневих шарів

Вихідний хімічний склад елементів трібосистеми									
40Х	C	Si	Mn	Ni	S	P	Cr	Cu	
	0,36-0,44	0,17-0,37	0,50-0,080	до 0,30	до 0,035	до 0,035	0,80-1,10	0,123	
БрА9ЖЗЛ	As	Sb	Sn	Si	Ni	Fe	Zn	Mn	Cu
	0,05	0,05	0,2	0,2	1,0	—	1,0	0,5	97
Хімічний склад елементів трібосистеми при рівноважному самовпорядкуванні									
40Х	$CH+O_2$	Si	Mn	Ni	S	P	Cr	Cu	
	5,324	0.29	0,521	0,184	0,141	0,000	0,927	0,220	
БрА9ЖЗЛ	As	$CH+O_2$	Sb	Sn	Si	Ni	Fe	Zn	Mn	Cu
	0	2,184	0,000	0,737	0,186	0,730	—	0,970	0,384	95,124
Хімічний склад елементів трібосистеми при нерівноважному самовпорядкуванні										
40Х	$CH+O_2$	Si	Mn	Ni	S	P	Cr	Cu	Zn	
	24,446	0,137	0.448	0,772	0,430	0,052	0.841	8,425	0,250	
БрА9ЖЗЛ	As	$CH+O_2$	Sb	Sn	Si	Ni	Fe	Zn	Mn	Cu
	0	25,373	0,000	1,354	0,176	0,312	—	1,123	0,386	91,384

Згадана зміна хімічного складу поверхні тертя сталевого трібоелемента свідчить про наявність масоперенесення міді та цинку з поверхні бронзового трібоелемента. При цьому механізм зношування, що має місце при наявності такого масоперенесення неможливо віднести до патологічних видів зношування (схоп-

лення І-го чи ІІ-го роду), оскільки поверхні тертя елементів трібосистеми значно вигладжена.

Збільшення відсоткового вмісту СН і O_2 у поверхневих шарах її елементів при нерівноважній самоорганізації свідчить, що поверхні тертя збільшили свою пористість. Пориста структура має властивість, деформуючись без руйнування за рахунок великої кількості мод деформації вигинів та повороту, а також пориста структура має властивість адсорбування мастильного матеріалу за рахунок капілярного ефекту. Слід відмітити, що висока пористість структури характерна і для поверхневих шарів елементів трібосистем при «вибірковому» переносі. Даний факт пояснює відсутність збільшення значень M_{mp}, та W_{yc} (інтенсивності зношування) при збільшенні прикладеного навантаження з 800 Н до 1600 Н, що має місце при нерівноважному самовпорядкуванні трібосистеми, та подальше значне зменшення значень цих параметрів при розвантаженні трібосистеми до початкового рівня у 800 Н.

Пориста структура, що спостерігається на поверхні сталевого трібоелемента грає роль дисипативної системи, що самовпорядковується за рахунок зовнішніх чинників та розвитку внутрішньої нестійкості структури, яке призводить до мікрофрагментації цього матеріалу.

Висновки. Таким чином, за допомогою керування тепловим потоком трібосистеми розширений діапазон використання ефекту «вибіркового» перенесення для трібосистем «сталь—бронза» без спеціальних добавок до мастильного матеріалу.

Список використаних джерел

1. Николис, Г. Познание сложного. / Г. Николис, И. Пригожин. Введение: пер. с англ. — М.:, 1990. — 344 с.

2. Пригожин, И. Порядок из хаоса: Новый диалог человека с природой./ И. Пригожин, И. Стенгерс. — М.: Прогресс, 1986. — 342 с.

3. Арнольд, В.И. Теория катастроф / В.И. Арнольд. — Москва: Наука. 2000. — 128 с.

4. Иванова, В.С. Анализ критических точек трибосистемы на стадии приспосабливаемости с позиции синергетики / В.С. Ива-

нова, Б.И. Семенов, Э.В. Браун // Вестник машиностроения, — 1998. — №10. — С. 3—11.

5. Стадниченко, В.Н. Моделирование процесса диссипации энергии фрикционного узла в процессе эксплуатации / В.Н. Стадниченко, Н.Б. Налисный, О.Н. Трошин // Вісник інженерної академії наук. — 2006. — № 2—3. С. 60—63.

6. Иванова, В.С. Синергетика: прочность и разрушение металлических материалов / В.С. Иванова. — Москва: РАН. — 1992. — 160 с.

7. Пашечко, М.І. Вплив поверхневої сегрегації атомів на трибологічні властивості сплавів / М.І. Пашечко, О.В. Поплавський // Проблеми трибології. — 2001. — №4. — С. 115—125.

СЕКЦІЯ 3
СИСТЕМИ ПРИВОДІВ. ЕЛЕМЕНТИ І СИСТЕМИ ГІДРОПНЕВМОАВТОМАТИКИ. ТЕХНОЛОГІЯ І ОБЛАДНАННЯ МАШИНОБУДІВНОГО ВИРОБНИЦТВА

УДК 621.225.001.4

А.І. Панченко., д-р техн. наук,
А.А. Волошина, д-р техн. наук,
І. А. Панченко,
О. Дроздов
Таврійський державний агротехнологічний університет
імені Дмитра Моторного

ДИНАМІКА ЗМІНИ ФУНКЦІОНАЛЬНИХ ПАРАМЕТРІВ МЕХАТРОННОЇ СИСТЕМИ З ГІДРАВЛІЧНИМ ПРИВОДОМ З УРАХУВАННЯМ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ УМОВ

Гідравлічний привод набув широкого застосування на сільськогосподарських, будівельних, дорожніх та других самохідних машинах. Останнім часом він широко використовується на самохідних машинах для приводів робочого обладнання та механізмів пересування. Причому робота гідропривода робочого органу супроводжується ударними навантаженнями та коливальними процесами, пов'язаними як з виникненням значних коливань тиску і витрати робочої рідини, так і наслідком технічної недосконалості елементів гідропривода. Коливальні процеси негативно впливають на ресурс гідропривода, знижують коефіцієнт використання настановної потужності привода і продуктивність, зменшують надійність, збільшують його енергоємність і машини в цілому. Тому при проектуванні і експлуатації гідроприводів одним із важливих завдань є вибір параметрів гідропривода, що дозволяють усунути динамічні навантаження.

Одним з основних елементів, які обумовлюють нерівномірність функціональних параметрів гідропривода робочого обладнання та механізмів пересування є гідромотор. В даний час

у гідроприводах найчастіше застосовуються гідромашини планетарного типу [1—3]. Одним з недоліків планетарних гідромоторів є нерівномірність функціональних параметрів, обумовлена похибкою форми елементів системи роторів [4] та пульсацією потоку робочої рідини у розподільних системах [5—7].

У зв'язку з цим питання обґрунтування статичних та динамічних параметрів гідромоторів, що застосовуються в гідрооб'ємних приводах робочих органів самохідних машин, з метою прогнозування зміни функціональних параметрів гідроприводів в цілому, є актуальним завданням.

На основі запропонованої універсальної математичної моделі [8], що описує робочі процеси, які відбуваються в мехатронній системі з гідравлічним приводом проведено дослідження зміни функціональних параметрів мехатронної системи, що включає в себе насос, гідромотор і запобіжний клапан в процесі експлуатації.

Динаміка зміни функціональних параметрів мехатронної системи досліджувалася на прикладі планетарних гідромоторів серії PRG-22 з робочими обсягами 160 $см^3$ і 630 $см^3$.

Аналіз динаміки зміни функціональних параметрів мехатронної системи з гідравлічним приводом показав (рисунок 1), що роботу гідропривода мехатронної системи можна розділити на чотири етапи, обумовлених часом роботи запобіжного клапана. Перший етап роботи мехатронної системи (t = 0—0,02*с*) характеризується розгоном гідропривода та спрацьовуванням запобіжного клапана. Другий етап (t = 0,02—0,78 *с* для гідромотора об'ємом 160 $см^3$ і t = 0,02—0,05 *с* — об'ємом 630 $см^3$), обумовлений закриттям запобіжного клапана. Третій етап роботи (t = 0,78—0,9*с* для гідромотора об'ємом 160 $см^3$ і t = 0,05—0,3 *с* — об'ємом 630 $см^3$) характеризує завершення розгону гідропривода мехатронної системи. Четвертий етап (t > 0,9 *с* для мехатронної системи з гідромотором об'ємом 160 $см^3$ і t > 0,3 *с* — з об'ємом 630 $см^3$) характеризує сталий режим роботи.

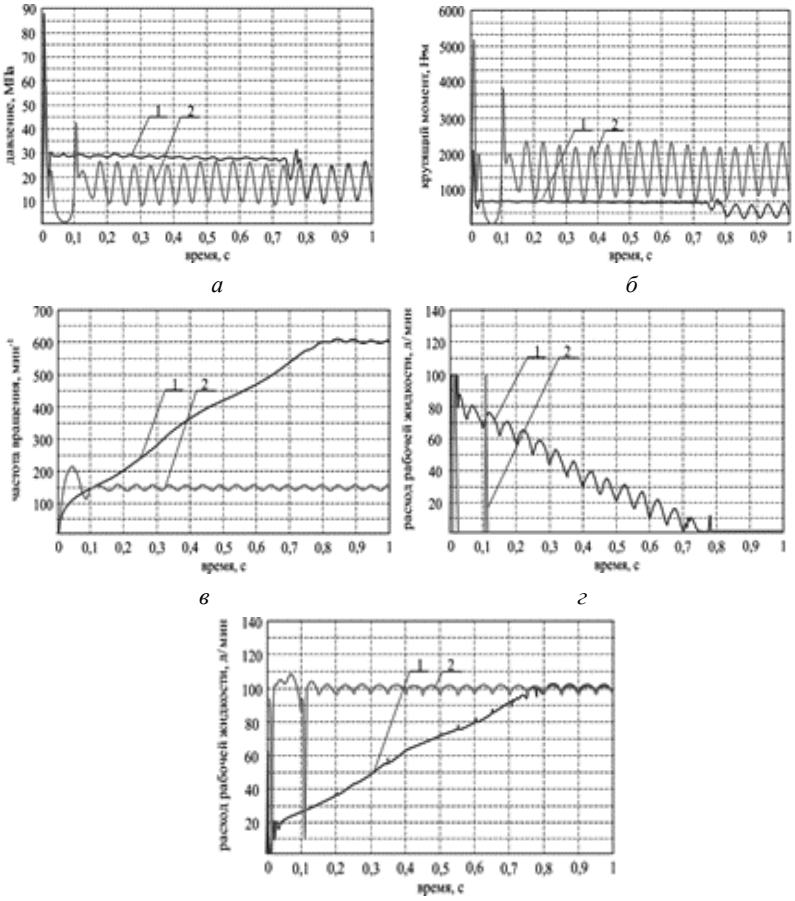


Рисунок 1 — Динаміка зміни функціональних параметрів гідравлічного привода мехатронної системи: а — тиску; б — крутного моменту; в — частоти обертання; г — витрати робочої рідини через запобіжний клапан; д — витрати робочої рідини через гідромотор з робочим об'ємом 160 см^3 (криві 1) та 630 см^3 (криві 2)

Проведеними дослідженнями встановлено, що при пуску гідропривода мехатронної системи з моменту спрацьовування запобіжного клапана і до його закриття умови експлуатації не впливають на зміну функціональних параметрів мехатронної системи. Однак при сталому режимі роботи спостерігаються

пульсації, спричинені нерівномірністю подачі насоса і коливаннями навантаження. Також необхідно відзначити, що мехатронна система з гідромотором, який має більший робочий об'єм, кращі динамічні характеристики, ніж система з гідромотором меншого об'єму.

До недоліків виконаних досліджень можна віднести негативні явища, що ускладнюють нормальне функціонування мехатронної системи з гідравлічним приводом. До них можна віднести «закид» тиску в початковий період розгону (t = 0—0,02 *с*), спричинений інерційними навантаженнями, а також пульсації функціональних параметрів мехатронної системи, викликані заданими експлуатаційними умовами — коливання подачі насоса та моменту опору (при сталому режимі роботи).

Список використаних джерел

1. Конструктивные особенности планетарных гидромоторов серии PRG [Текст] / А.И. Панченко, А.А. Волошина, И.А. Панченко // Вісник НТУ «ХПІ». — 2018. — №17 (1293). — С. 87—94.

2. Перспективи гідрофікації мобільної сільськогосподарської техніки [Текст] / А.І. Панченко, А.А. Волошина, О.Ю. Золотрьов, Д. С. Тітов // Промислова гідравліка і пневматика. — 2003. — №1. — С. 71—74.

3. Обоснование путей улучшения выходных характеристик гидровращателей планетарного типа [Текст] / А.И. Панченко, А.А. Волошина, И.И. Милаева, Д.С. Титов // Праці ТДАТУ. — 2009. — Вип. 9. — Т. 5. — С. 68—74.

4. Reliability design of rotors for orbital hydraulic motors / A. Panchenko, A. Voloshina, I. Panchenko, O. Titova// IOP Conference: Materials Science and Engineering. — 2019. — Т. 708. — № 012017.

5. Вплив конструктивних особливостей торцевої розподільної системи на функціональні параметри планетарного гідромотора [Текст] / А. І. Панченко, А. А. Волошина, А. І. Засядько // Праці ТДАТУ. — 2017. — Вип. 17. — Т. 3. — С. 33—50.

6. Geometrical Parameters for Distribution Systems of Hydraulic Machines / A. Voloshina, A. Panchenko, I. Panchenko, A. Zasiadko // Modern Development Paths of Agricultural Production. Springer, Cham, 2019. — P. 323—336.

7. Improving the output characteristics of planetary hydraulic machines / A. Voloshina, A. Panchenko, I. Panchenko, O Titova, A. Zasiadko // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, 2019. — Vol. 708. — N 1, 012038.

8. Модель гідравлічного привода мехатронної системи [Текст] / А. І. Панченко, А. А. Волошина, І. А. Панченко, А. А. Волошин // Праці ТДАТУ. — 2018. — Вип. 18. — Т. 2. — С. 59—83.

УДК 621.89

С.В. Воронін, д-р техн. наук,
В.О. Стефанов, канд. техн. наук,
Р.С. Васянович
Український державний університет залізничного транспорту,
Ткаченко О.О.
Харківський державний автомобільно-дорожній коледж

МЕТОДИКА ПРОГНОЗУВАННЯ ВИДІВ МАЩЕННЯ ПЛУНЖЕРНИХ ПАР ГІДРОМАШИН З УРАХУВАННЯМ В'ЯЗКОСТІ РОБОЧОЇ РІДИНИ

Ресурс плунжерних пар гідромашин залежить від багатьох факторів: властивостей матеріалів; властивостей та чистоти робочої рідини; режимів роботи — швидкісних, силових та температурних. Для серійних плунжерних гідромашин, які експлуатуються в штатному режимі (при підтримці відповідної чистоти робочої рідини) актуальним фактором впливу на їх ресурс є протизношувальна властивість робочої рідини, яка визначається декількома показниками, однак головним є безпосередній вплив на види мащення плунжерної пари — динамічна в'язкість робочої рідини. Саме тому при прогнозуванні видів мащення слід враховувати цей показник, що надасть можливості виконувати підбір відповідної робочої рідини за критерієм мінімального тертя та зношування. Методику прогнозування видів мащення побудуємо на їх відомій класифікації [1] за мінімальної товщини мастильної плівки при гідродинамічному мащенні:

$$h_{min} \geq (R_{a1} + R_{a2}) \cdot 5 \qquad (1)$$

де R_{a1}, R_{a2} — відповідно середні відхилення від центральної лінії нерівностей контактуючих поверхонь.

Зв'язок між товщиною мастильної плівки на режимами роботи плунжерної пари запишемо спрощеною залежністю:

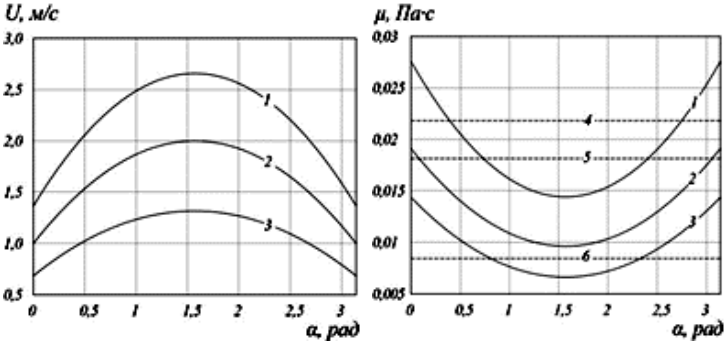
$$h_{min} = \sqrt{\frac{\mu \cdot r \cdot U}{p_к}} \qquad (2)$$

де r — радіус плунжера, м; μ — динамічна в'язкість робочої рідини, Пас; U — лінійна швидкість плунжера м/с; $p_к$ — контактний тиск, Па.

Отже, із рівнянь (1) та (2) встановлюємо залежність для визначення «ефективної» в'язкості робочої рідини, тобто мінімальної в'язкості, при якій реалізується гідродинамічне мащення:

$$\mu_{еф} = \frac{h_{min}^2 \cdot p_к}{2 \cdot r \cdot U} = \frac{25 \cdot p_к \cdot (R_{a1} + R_{a2})^2}{2 \cdot r \cdot \vartheta_П} \qquad (3)$$

На рисунку 1 зображено результати розрахунку $\mu_{еф}$ на прикладі аксіально-плунжерного насоса 210.25.



а) *б)*

Рисунок 1 — Зміна лінійної швидкості плунжера: а) та «ефективної» в'язкості робочої рідини; б) залежно від кута повороту вала. Для позиції а): 1 — зміна швидкості при n=2400 хв$^{-1}$; 2 — при n=1800 хв$^{-1}$; 3 — при n=1200 хв$^{-1}$. Для позиції б): 1 — зміна в'язкості при n=1200 хв$^{-1}$; 2 — зміна в'язкості при n=1800 хв$^{-1}$; 3 — зміна в'язкості при n=2400 хв$^{-1}$; 4 — динамічна в'язкість рідини МГЕ-46В; 5 — динамічна в'язкість рідини И-20; 6 — динамічна в'язкість рідини ВМГЗ. Значення динамічної в'язкості обраних РР наведені для температури 50 °С.

Запропонована методика дозволяє виконувати підбір робочої рідини для плунжерних гідромашин з урахуванням умов їх роботи.

Список використаних джерел

1. Чичинадзе А. В. Справочник по триботехнике [Текст]. В 3 т. Т. 1. Теоретические основы / А. В. Чичинадзе, М. Хебда. — Москва: Машиностроение, 1989. — 400 с.

УДК630*377.4

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

ПРОГНОЗУВАННЯ ЧАСУ ПРАЦЕЗДАТНОСТІ УЩІЛЬНЕНЬ ГІДРОПРИВОДА

В усіх наявних машинах та механізмах лісової галузі використовуються рухомі ущільнюючі елементи, забезпечуючи роботу гідравлічних передач, а також їх мащення протягом експлуатаційного періоду; роль робочого середовища відіграють мастильні рідини та рідини гідроприводів. Від низки експлуатаційних умов залежить ресурс ущільнювачів, зокрема пружно-пластичних властивостей матеріалу ущільнювачів, тиску та в'язкісних параметрів рідини у гідросистемі, характеристик тертя та стійкості до зносу контактних пар.

У даному дослідженні сформульовано підхід до оцінювання ресурсу рухомих ущільнень із позицій ексергійного аналізу процесів зносу матеріалу, що є надзвичайно важливою та актуальною проблемою.

Розглядається ущільнення гідроциліндра. Зовнішня сила F діє на шток гідроциліндра, внаслідок чого поршень може рухатись у відповідному напрямку із швидкістю v, витискаючи рідину з робочої порожнини в напірний патрубок (рисунок 1). У довільний момент часу на відстань x від початкового положення ненавантаженого стану, переміщається поршень.

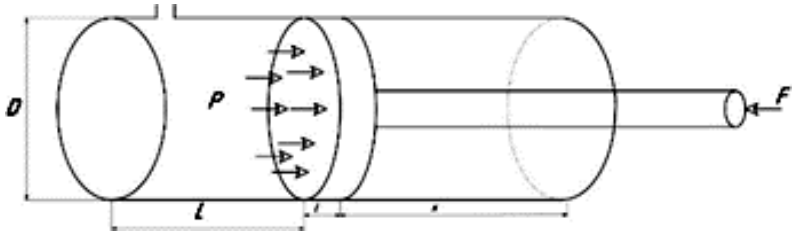


Рисунок 1 — Схема навантаження гідроциліндра з поршнем

Відповідно до схеми навантаження зовнішніми силами виведено рівняння загального енергетично балансу системи, за яким проводились подальші розрахунки:

$$\Delta H = \frac{K v_{\Delta Q} \Delta t}{\chi \pi D l} \geq \frac{H}{(\pi D l)^2} \cdot \frac{F - \frac{F^2}{\pi D^2 E} - K}{24\mu + \frac{1}{16}\frac{\rho D^2}{\Delta t}} \cdot \frac{K}{\chi} \cdot \Delta t \qquad (1)$$

Розрахунок величини просідання проводився для трьох різних олив, за проміжок часу в одну робочу зміну, тобто 28800 секунд, та для трьох розмірів нещільності за більш короткий проміжок часу у 400 с.

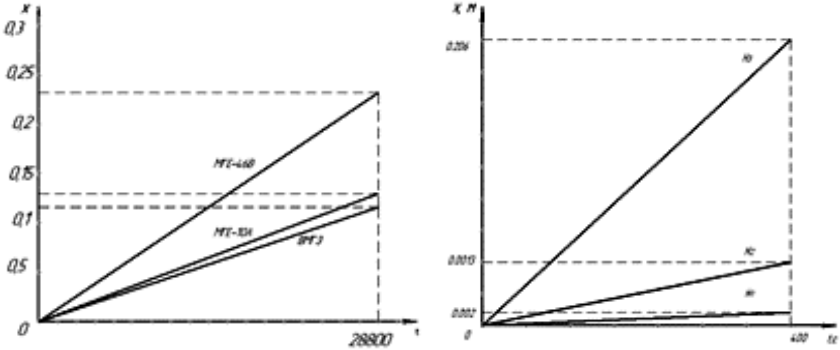
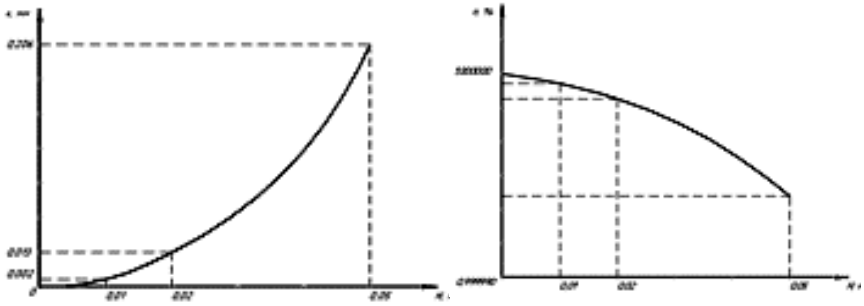


Рисунок 2 — Графік залежностіΔx від Δt

Важливим є оцінити величину просідання в залежності від розміру нещільності, та зміну коефіцієнта корисної дії із зміною розміру нещільності. З цією метою побудовано графік залежності Δx від розміру нещільності, дана залежність є прогресуючою, пропорційною до кубічної параболи, та графік залежності ККД η від розмірів нещільностей (рисунок 3).



а б

Рисунок 3 — Графік залежності Δx *від* Н *(а), графік залежності ККД* η *від* розмірів нещільностей *(б)*

Для будування математичної моделі важливо оцінити величину втрат ΔQ, яка істотно понижає ККД на 1%, що прийнято граничним рівнем втрати потужності через протікання рідини. Проведені обчислення показують результат граничного розміру товщини нещільності Нгран = 0,00057 м ≈ 0,6 мм.

Відповідно до проведених обрахунків побудовано графік відсоткового відношення сповільнення просіданняю, його аналіз показує, що знос і тертя сповільнюють просідання Δx на 16 %. Найкращі умови має олива ВМГЗ.

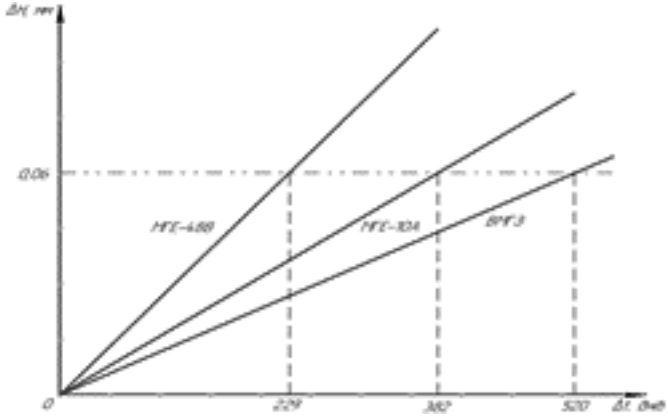


Рисунок 4— Графік залежності зменшення товщини ущільнювача ΔH *від часу*

На графіку (рисунок 4) показано залежності розміру нещільності ΔH для трьох різних типів оливи. Точки перетину із горизонтальною лінією ΔH = 0,0006 м, дозволяють встановити графічним способом час заміни ущільнень для забезпечення 99% коефіцієнта корисної дії. Діаграма (рисунок 5) більш наочно конкретизує отримані результати працездатності ущільнень для різних типів оливи.

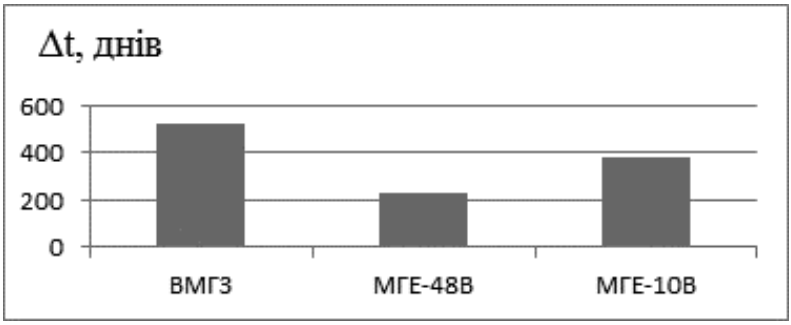


Рисунок 5 — Діаграма працездатності ущільнень

Одержані результати мають наближений характер, оскільки отримані завдяки низкам інженерних спрощень в процесі розв'язку завдання. Попри це, результати відображають основні тенденції у багатофакторній картині зносу, пом'якшеній присутністю в'язкої рідини. Також, є можливість використання даних результатів для оцінки зносу контактних пар в умовах мащення вузлів тертя різноманітних машин та механізмів. Інженерна оцінка характеристик процесу зносу може використовуватись для прогнозних розрахунків довговічності рухомих ущільнень елементів гідродвигунів і поршневих помп з метою встановлення відповідних термінів ремонтно-відновних робіт. Найпридатнішою з огляду стійкості до стирання ущільнення є олива ВМГЗ, яка забезпечує працездатність ущільнень у 520 робочих змін.

Список використаних джерел

1. Бурєнніков, Ю.А.,Немировський, І.А., Козлов Л.Г. Гідравліка, гідро- та пневмоприводи: навчальний посібник. — Вінниця : ВНТУ. — 2013. — 273 с.

2. Гідравлічні оливи [Електронний ресурс]— Електронні дані. Київ : ГО, 2010-2019. Режим доступу: www.btr.net.ua (дата звернення 15.05.2019) — Назва з екрана.

3. Гурин В. В., Замятин В. М., Попов А. М. Детали машин. Курсовое проектирование. В. 2 кн. Книга 1: учебник для СПО/— М.: Юрайт, 2019. 366 с.

4. Мачуга О. С., Яхно О. М. До питання про оцінку ресурсу рухомих ущільнень гідроприводів машин.*«Гідро- та пневмоприводи машин — сучасні досягнення та застосування»: II Міжнародна наукова-технічна інтернет-конференція: збірник тез доповідей (ВНТУ, Вінниця, Україна, 15-16 листопада 2016*). Вінниця: Т. П. Барановська, 2016. С. 18-20.

5. Неисправности гидравлического привода [Електронний ресурс] : [Вебсайт]. — Електронні дані. — Москва : НГД, 2013-2019. — Режим доступу: www. alpha-hydraulics.ru (дата звернення 30.04.2019) — Назва з екрана.

6. Трение, износи смазка: справочник: в 2-х кн./ под. ред. И В. Крагельского. Кн. 1.Москва: Машиностроение, 1978. 400 с.

УДК 62-82

Г.А. Аврунін, канд. техн. наук,
І.Г. Кириченко, д-р техн. наук,
О.О. Резніков, канд. техн. наук,
І.І. Мороз
Харьківський національний автомобільно-дорожній університет

ДОСЛІДЖЕННЯ ОБ'ЄМНОГО ГІДРОПРИВОДА МОБІЛЬНОГО ПІДЙОМНИКА З РОБОЧОЮ ПЛАТФОРМОЮ

Розглянуті об'ємні гідроприводи (ОГП) мобільних підйомників з робочими платформами (МПРП) [1] різних кінематичних схем — причіпних, самохідних на шасі автомобіля і з власним приводом ходу, які дозволили систематизувати номенклатуру застосовуваних гідропристроїв. Виробнича програма світових

виробників МПРП допускає корисну масу на робочій платформі до 700 кг при висоті її підйому до 112 м. Найбільше розповсюдження знайшли насоси шестеренні із зовнішнім зачепленням з робочим об'ємом від 4 до 32 $см^3$ і здвоєні тандем-насоси на робочий тиск 10...16 і 20 МПа, а також аксіальнопоршневі насоси з регульованим робочим об'ємом, в тому числі для обслуговування технологічного обладнання з автоматичним регулятором «подача-тиск» і робочим об'ємом 50 $см^3$ на тиск до 28 МПа, і насоси для ОГП пересування МПРП, що включають тандем-насоси з робочим об'ємом 2х45 $см^3$ і стежним пропорційним електрогідравлічним регулятором зміни робочого об'єму на тиск до 35 МПа. Серед гідродвигунів знайшли розповсюдження: аксіальнопоршневі гідромотори для привода обертання платформи і пересування МПРП, з робочим об'ємом від 30 до 45 $см^3$, в тому числі з регульованим робочим об'ємом і вбудованими гальмами нормально-замкненого типу; героторні гідромотори з робочим об'ємом від 50 до 520 $см^3$ для приводів обертання поворотної платформи і ходу МПРП; радіальнопоршневі багатоциклові гідромотори з робочим об'ємом до 500 $см^3$ для привода пересування МПРП; поворотні гідродвигуни на рукояті для повороту робочої платформи — з робочим об'ємом 230 $см^3$ на тиск до 23 МПа; поршневі гідроциліндри з одностороннім штоком з діаметром поршня від 50 до 200 мм і ходом від 250 до 2150 мм; телескопічні гідроциліндри з ходом від 1700 до 8500мм.

Потужність привідних двигунів знаходиться в діапазоні від 2,2 кВт для електродвигунів і до 55—75 кВт для ДВЗ. Місткість гідробаків знаходиться в діапазоні від 4 до 390 $дм^3$.

У номенклатуру гідроапаратів входять гідророзподільники стикового і ввертного монтажу, секційного типу, в тому числі з пропорційним електричним управлінням, клапани зворотні і зворотні керовані (гідрозамки), запобіжні і гальмівні клапани, регулятори потоку з пропорційним електричним управлінням, клапани тиску типу «або».

Для ОГП МПРП встановлюють тонкість фільтрації робочої рідини на рівні 25 мкм при робочому тиску до 16 МПа і 5—10 мкм при підвищених тисках для аксіальнопоршневих гідромашин і радіальнопоршневих гідромоторів.

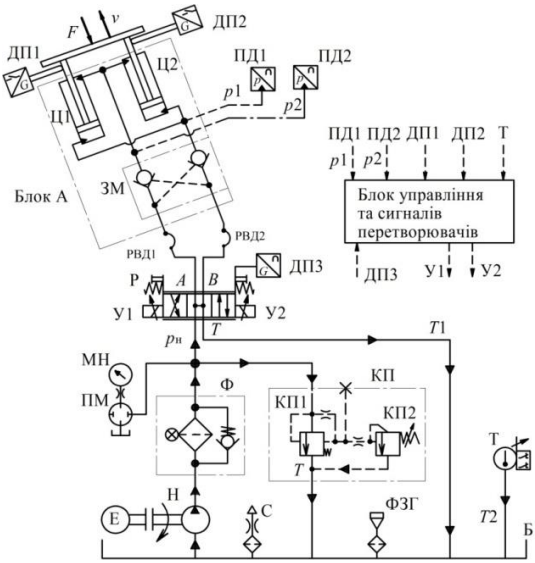


Рисунок 1 — Гідравлічна принципова схема стендової установки ХНАДУ

ОГП стендової установки для досліджень динаміки підйомника ХНАДУ (рисунок 1) включає гідроциліндри Ц1 і Ц2 механізмів підйому-опускання нижньої чи верхньої стріли, гідророзподільник Р, насосну установку з насосом Н і блок управління і контролю параметрів. Для режимів динамічного навантаження підйомника використовується пропорційний трьохпозиційний чотирипрвідний гідророзподільник Р. Пропорційні електромагніти У1 і У2 дозволяють дистанційно регулювати відкриття щілини золотника, забезпечуючи відповідне значення витрати робочої рідини та швидкості гідроциліндрів. Крім того, за допомогою пропорційних електромагнітів і блока управління можливе завдання різних за часом значень відкриття золотникової щілини на режимах пуску, руху і зупинки гідроциліндрів. При відсутності електроживлення золотник за допомогою пружин встановлюється в нейтральному положенні. Положення золотника контролюється за допомогою датчика переміщення ДП3. Для діагности-

ки функціонування гідророзподільника передбачені кнопки ручного переміщення золотника (або отвори в електромагнітах). Насосна установка (гідростанція) складається з гідробака Б, насоса Н з електродвигуном Е, запобіжного клапана КП, манометра МН, напірного фільтра Ф з перепускним клапаном і індикатором забрудненості, сапуна С (повітряного фільтра), заливної горловини ФЗГ, перемикача манометра ПМ для запобігання тиску, і трубопроводів — напірного p, зливного Т1 і дренажного Т2.

Параметри гідропривода контролюються за допомогою перетворювачів:

ПД1 і ПД2 — тиску для безштокової $p1$ і штокової $p2$ порожнин гідроциліндрів, відповідно;

ДП1 — переміщення штоків гідроциліндрів;

ДП2 — кінцевого положення висунутого штока гідроциліндра;

Т — термометра з сигналізацією граничних значень тнмператури робочої рідини в гідробаку Б.

На першому етапі роботи проводиться статичний перевірочний розрахунок гідропривода [2], за допомогою якого визначають тиск, необхідний для подолання максимального зовнішнього навантаження, час переміщення гідроціндров при максимальній витраті насоса при холостому ході і навантаженні, ККД гідропривода, значення швидкостей робочої рідини в трубопроводах і теплові втрати потужності. При цьому роблять оцінку достатності потужності насосної установки для реалізації заданих екстремальних режимів роботи підйомника за швидкістю переміщення і навантаження, визначають втрати тиску робочої рідини в трубопроводах високого та низького (на зливі) тиску.

Математична модель ОГП складена на підставі закону Паскаля і рівняння нерозривності для рідини, а також законів механіки, за допомогою яких складені диференціальні рівняння для розрахунку переміщення, швидкості гідроциліндрів і тиску в безштоковій і штоковій порожнинах. Рішення рівнянь ведеться чисельним методами за допомогою прикладних програм VisSim [3; 4]. Результати розрахунків швидкості і тиску від часу ілюструються на відповідних осцилограмах. Заданими параметрами є витрата робочої рідини, навантаження на гідроциліндри з

урахуванням сил тертя, і модуль пружності робочої рідини. При цьому навантаження задається у вигляді безперервної функціональної залежності від положення штока гідроциліндра (вильоту стріли підйомника). У програмі VisSim-map можливе чисельне завдання даних і завдяки цьому отримання протягом повного ходу штока гідроциліндра значень його швидкості і тиску в порожнинах високого і низького тиску. Так як регулювання швидкості гідроциліндра здійснюється способом дросселювання на вході в гідроциліндри, то змінна складова навантаження призводить до зміни перепаду тисків на гідророзподільнику, зміни витрати через щілину золотника і швидкості гідроциліндра.

Для отримання оптимальної характеристики роботи механізму, під якою розуміють перш за все відсутність закидів тисків і в ряді випадків сталість швидкісної характеристики (жорсткість привода), програмуються відповідні режими роботи гідророзподільника. Як датчик зворотного зв'язку використовується сигнал від аналогового перетворювача положення штока гідроциліндра. При необхідності однозначної вимоги по жорсткості швидкісної характеристики гідропривод трансформують шляхом введення регулятора витрати з пропорційним електромагнітом дистанційного регулювання відкриття дросельної щілини.

Друга частина роботи передбачає аналіз зміни коливань тиску в ОГП в залежності від модуля пружності робочої рідини, значення якого пов'язане з наявністю нерозчиненого повітря і може перебувати в межах від максимального в 1500 МПа і знижуватися до 300 МПа.

Експериментальна перевірка адекватності теоретичних розрахунків проводиться шляхом запису на персональний комп'ютер значень параметрів переміщення штоків гідроциліндрів і тиску в їх порожнинах. Обробка результатів вимірювань здійснюється згідно ГОСТ 17108 для групи дослідницьких випробувань. За результатами випробувань уточнюють вхідні дані і проводять додаткові розрахунки і випробування. Заключною частини роботи є розробка висновків та рекомендацій щодо оптимізації часу навантаження ОГП за рахунок завдання режимів відкривання щілини гідророзподільника з пропорційним електромагнітним керуванням, а також підготовки гідропривода до експлуатації шляхом відведення нерозчиненого повітря.

Список використаних джерел

1. Мобільні підіймачі робочих платформ. Розрахунок конструкції, вимоги щодо безпеки та методи випробування (ДСТУ ISO 16368:2010, ISO 16368:2003, IDT). — 62 с. Mobile elevating work platforms — Design, calculations, safety requirements and test methods ISO (16368:2010en) https://www.iso.org/obp/ui/#iso:std:iso:16368:ed-2:v1:en.

2. Расчет, проектирование и эксплуатация объемного гидропривода / З.Л. Финкельштейн, О.М. Яхно, В.Г. Чебан, З.Я. Лурье, І.А Чекмасова — Киев: НТУУ «КПИ», 2006. — 216 с.

3. Систук В. А. Возможности использования программы имитационного моделирования PTV VISSIM для подготовки специалистов по направлениям «Транспортные технологии» и «Автомобильный транспорт» / В. А. Систук, А. А. Богачевский, В. Ю. Шумский // Інформаційні технології і засоби навчання, 2016, том 52, №2. — С. 93 — 107.

4. Лурье З. Я. Динамика двухмерной системы управления мехатронного гидроагрегата навесным оборудованием трактора / З. Я. Лурье, Е. Н. Цента, А. И. Панченко. — Промислова гідравліка і пневматика, 2017, №3(57), с. 29—46.

УДК 62-82:631.3:621.659

М.І. Іванов, канд. техн. наук,
С.А. Шаргородський, канд. техн. наук,
Р.О. Гречко
Вінницький національний аграрний університет

НАПРЯМИ УДОСКОНАЛЕННЯ ГІДРОСТАТИЧНИХ ТРАНСМІСІЙ ІЗ РЕГУЛЬОВАНИМИ АКСІАЛЬНИМИ РОТОРНОПОРШНЕВИМИ НАСОСАМИ

Використання гідростатичних трансмісій на мобільних машинах для привода ходу та в якості привода окремих робочих органів вже є загально прийнятим у сільськогосподарському, будівельному та дорожньому машинобудуванні, а також є пріоритетним для приводів спецтехніки. Відповідно до сучасних тенденцій розвитку об'ємного гідропривода змінюються вимоги до рівня технічних характеристик гідростатичних трансмісій. Підвищення номінального тиску (500 бар та вище), моторесурсу, енергоощадності та економічності вимагають пошуку нових конструктивних та технологічних рішень [1].

Підвищення вимог, поява нових технологій є важелями для удосконалення конструкцій мобільних технологічних машин. Пошук нетрадиційних рішень при їх розробленні та адаптації під конкретні умови експлуатації ставить перед розробниками низку різноманітних проблем, які без системного підходу до питання та залучення сучасних методів і технологій неможливо розв'язати.

В процесі проектування виникають численні питання, пов'язані із теоретичними та експериментальними дослідженнями гідростатичних трансмісій. Це викликано великою кількістю елементів, що входять до їх складу, високим порядком диференціальних рівнянь, наявністю нелінійних характеристик, неголономних зв'язків та різноманітних обмежень. Всі ці задачі у повній мірі виникають при розробленні та практичній реалізації гідростатичних трансмісій. Поширені останнім часом методи інжинірингу не забезпечують ефективного вирішення зазначених задач.

Гідростатична трансмісія по своїй комплектації являє гідравлічну систему, характеристики якої залежать не тільки від якості

роботи окремих складових, але і від структури гідросистеми та зв'язку між окремими її складовими. На сьогодні є багато прикладів успішного використання гідростатичних трансмісій у якості об'ємних гідроприводів різноманітних робочих органів машин та механізмів, працюючих за закритою схемою — від соломоріза до міксерів бетоновозів. При цьому має місце значна відмінність режимів роботи гідрофікованих робочих органів, режимів їх навантаження, інерційного навантаження тощо. В силу зазначених обставин існує необхідність детального дослідження по узгодженню параметрів гідростатичних трансмісій з метою забезпечення їх успішної роботи в складі машин різного функціонального призначення. Достатньо часто спостерігається виникнення нестійких режимів роботи, при яких виникають так звані "галопуючі" коливання швидкості виконавчого гідромотора[2]. Комп'ютерна симуляція роботи гідростатичної трансмісії при значних змінах інерційного навантаження на валу виконавчого гідромотора дозволяє розробити ефективні заходи конструктивного характеру по забезпеченню стабільної роботи гідросистеми.

При з'ясуванні можливості забезпечення при використанні даного об'ємного гідропривода екстреної зупинки машини або окремого механізму результат досягається іншими заходами, а саме внесення змін до налагодження окремих елементів гідроапаратури. Запропоновані моделі комп'ютерної симуляції роботи гідростатичної трансмісії у складі сільськогосподарської машини показали високу збіжність із результатами експериментальних досліджень [3]

Підвищення номінального тиску для об'ємних гідромашин, які застосовуються у складі гідростатичних трансмісій, призвело крім заходів по забезпеченню міцності конструкцій до певних конструктивних новацій. В гідростатичних трансмісіях даного типу використовуються регульовані аксіальні роторнопоршневі насоси із похилим диском. Для гідромашин даного типу із нижчим значенням номінального тиску у вузлі повороту похилого диска використовують гідростатичні підшипники. З підвищенням номінального тиску відбуваються зміни конструкції підшипникового вузла опор похилого диска. Поширеним є використання підшипників роликових із розрізаними кільцями.

Для похилого диска, який має можливість коливання відносно осі опор, в процесі обертання блока циліндрів виникає ефект дії змінного за величиною та напрямом момента, який створюється поршнями блока циліндрів. Частота коливань даного момента в 2n (n — кількість поршнів насоса)разів більша за частоту обертання вала насоса[4]. В результаті цього виникає вібраційний ефект, який призводить до порушень нормальної роботи підшипникового вузла. Усунення негативного впливу даного ефекту на нормальну роботу насоса залишається актуальною проблемою для виробників гідромашин даного типу.

Дослідження указаних процесів виконувалося з використанням комп'ютерної симуляції, результати якої були підтверджені експериментально. Створено, таким чином, базу до подальших пошукових робіт по удосконаленню характеристик гідростатичних трансмісій.

Список використаних джерел

1. Панченко, А.И. Основные направления гидрофикации мобильной техники/ А.И. Панченко, А.А. Волошина, Ю.П. Обернихин// Праці Таврійського державного агротехнологічного університету. — Мелітополь: ТДАТУ, 2013. — Вип. 13., Т. 6. — С. 3 — 19.

2. Іванов, М.І. Аналіз роботи шунтувального розподільника гідростатичної трансмісії типу ГСТ 90/ М.І. Іванов, Р.О. Гречко// Промислова гідравліка і пневматика. Матеріали конференції. — 2020 . — С. 82 — 85.

3. Іванов, М.І. Моделювання роботи гідростатичної трансмісії типу ГСТ 90/М.І Іванов, О.М. Переяславський, І.М. Ковальова, Р.О. Гречко// Промислова гідравліка і пневматика. — 2018. — №4(62). — С. 51 — 62

УДК 621.225.001.4

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

СТРУКТУРНО-ФУНКЦІОНАЛЬНА СХЕМА МЕХАТРОННОЇ СИСТЕМИ З ГІДРАВЛІЧНИМ ПРИВОДОМ

Сьогодні гідропривод витісняє пневмо- і електроприводи [1—3] та стає основним для привода активних робочих органів самохідної техніки. Одним з основних елементів гідропривода, що лімітує їх технічний рівень, є гідравлічні машини. Тому забезпечення гідравлічних приводів активних робочих органів самохідної техніки високомоментними планетарними гідромоторами є актуальним на сьогоднішній день завданням.

Для дослідження динаміки зміни функціональних параметрів планетарних гідромоторів на базі розробленої універсальної моделі [4, 5], що враховує особливості експлуатації і взаємний вплив всіх елементів системи [6, 7], а також особливостей робочої рідини запропоновано структурно-функціональна схема.

Зміна кількості робочої рідини, що підводиться до гідромоторів і проходить через гідромотор, представлено блоком B (рисунок 1).

Спільне рішення рівнянь витрат насоса, гідромотора і запобіжного клапана, що дозволяє отримати зміну тиску в нагнітальній магістралі мехатронної системи, описане блоком C (рисунок 2).

Зміну крутного і інерційного моментів, представлено блоком D (рис. 3).

Зміну кутової швидкості (частоти обертання) валу гідромотора описано блоком F (рисунок 4).

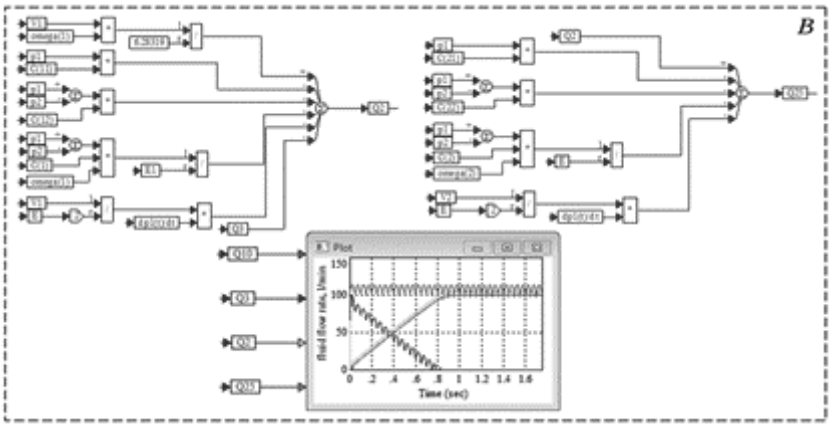


Рисунок 1 — Блок моделювання зміни кількості робочої рідини, що підводиться до гідромоторів і проходить через гідромотор.

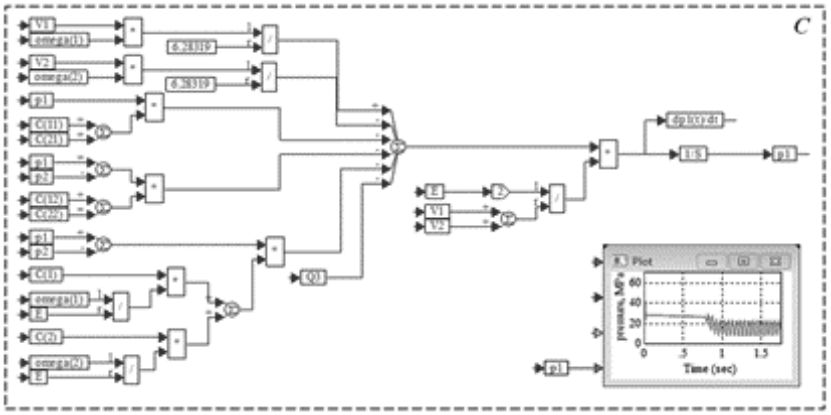


Рисунок 2 — Блок моделювання зміни тиску в нагнітальному магістралі мехатронної системи.

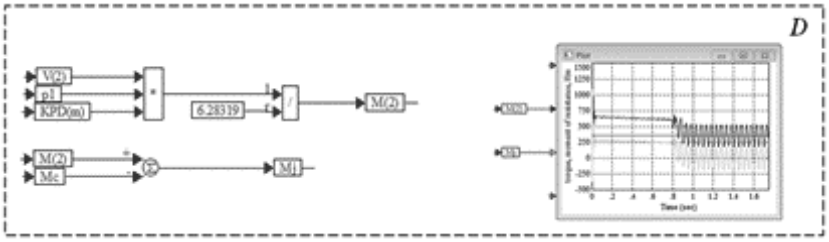


Рисунок 3 — Блок моделювання зміни крутного і інерційного моментів.

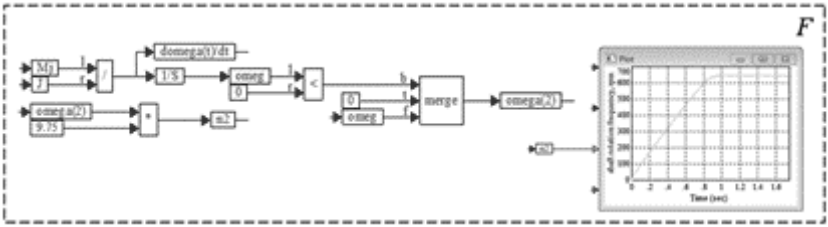


Рисунок 4 — Блок моделювання зміни кутової швидкості (частоти обертання) валу гідромотора.

Раніше нами були прийняті ідеальні умови роботи мехатронної системи з гідравлічним приводом, тобто подача насоса і навантаження постійні. Однак у процесі експлуатації мехатронної системи подача насоса і навантаження нерівномірні. Моделювання нерівномірності подачі насоса, описано блоком G (рисунок 5), а моделювання зміни нагрузкі — блоком H (рисунок 6).

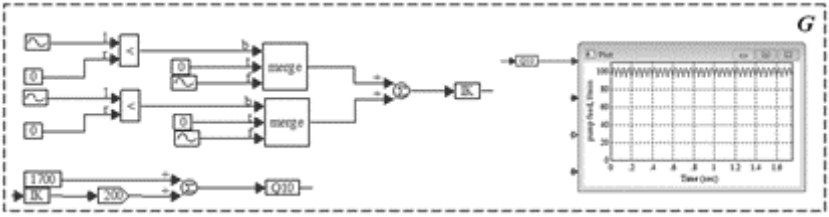


Рисунок 5 — Блок моделювання нерівномірності подачі насоса.

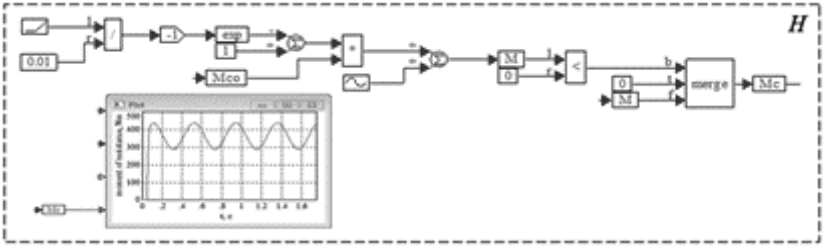


Рисунок 6 — Блок моделювання зміни навантаження.

Розроблено структурно-функціональну схему мехатронної системи з гідравлічним приводом, що складається з насоса, гідромотора і запобіжного клапана. Запропонована схема дозволяє за допомогою пакета візуального моделювання VisSim моделювати роботу мехатронної системи з гідравлічним приво-

дом з урахуванням особливостей функціонування та взаємного впливу всіх її елементів, а також особливостей робочої рідини. Ця модель може використовуватися для дослідження динаміки зміни функціональних параметрів мехатронної системи привода активних робочих органів самохідної техніки з використанням будь-яких гідравлічних машин об'ємної дії.

Список використаних джерел

1. Конструктивные особенности планетарных гидромоторов серии PRG [Текст] / А. И. Панченко, А. А. Волошина, И. А. Панченко // Вісник НТУ «ХПІт». — 2018. — №17 (1293). — С. 87—94.

2. Перспективи гідрофікації мобільної сільськогосподарської техніки [Текст] / А.І. Панченко, А.А. Волошина, О.Ю. Золотарьов, Д.С. Тітов // Промислова гідравліка і пневматика. — 2003.— №. 1. — С. 71—74.

3. Обоснование путей улучшения выходных характеристик гидровращателей планетарного типа [Текст] / А. И. Панченко, А. А. Волошина, И. И. Милаева, Д. С. Титов // Праці ТДАТУ. — 2009. — Вип. 9. — Т. 5. — С. 68—74.

4. Модель гідравлічного привода мехатронної системи [Текст] / А. І. Панченко, А. А. Волошина, І. А. Панченко, А. А. Волошин // Праці ТДАТУ. — 2018. — Вип. 18. — Т. 2. — С. 59—83.

5. Вплив конструктивних особливостей торцевої розподільної системи на функціональні параметри планетарного гідромотора [Текст] / А. І. Панченко, А. А. Волошина, А. І. Засядько // Праці ТДАТУ. — 2017. — Вип. 17. — Т. 3. — С. 33—50.

6. Geometrical Parameters for Distribution Systems of Hydraulic Machines / A. Voloshina, A. Panchenko, I. Panchenko, A. Zasiadko // Modern Development Paths of Agricultural Production. Springer, Cham, 2019. — P. 323-336.

7. Improving the output characteristics of planetary hydraulic machines / A. Voloshina, A. Panchenko, I. Panchenko, O Titova, A. Zasiadko // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, 2019. — Vol. 708. — N 1, 012038.

УДК 621.22

В. І. Перепелиця
Вінницький національний технічний університет

АВТОМАТИЗОВАНИЙ ПРИСТРІЙ ДЛЯ ФОРМУВАННЯ ЗАГОТОВОК ЦЕГЛИ З ГІДРАВЛІЧНИМ ПРИВОДОМ ТА КЕРУВАННЯМ ВІД КОНТРОЛЕРА

Одна із найважливіших стадій виготовлення керамічної цегли, пластичним методом, є стадія формування із суцільного глиняного бруса одиничної заготовки цегли, що у більшості випадків реалізується за допомогою струнних різальних автоматів. Адже точність роботи, швидкість і енергозатратність таких різальних пристроїв безпосередньо впливають на якість виготовленої продукції, продуктивність та її кінцеву вартість.

Але у вітчизняній галузі виробництва керамічної цегли досі використовується велика кількість одноструннних різальних автоматів смичкового типу з механічним приводом. Такі автомати мають чимало недоліків, насамперед це часті поломки таких машин через складну механічну будову та велику кількість складових деталей. Також такі автомати дуже складно переналаштувати під потрібний формат цегли, а часті розриви різальних струн та короткий термін служби втулок смичкового валу не дозволяють отримати високу якість різання.

Для вирішення вищезгаданих проблем запропоновано замінити механічну конструкцію таких струнних різальних автоматів на автоматизований пристрій для формування заготовок цегли з гідравлічним приводом та керуванням від контролера (рисунок 1).

Автоматизований пристрій складається з таких елементів: 1 — насос змінної продуктивності з дистанційним керуванням; 2 — основний трипозиційний чотирилінійний розподільник з електромагнітним керуванням; 3 — гідроциліндр основного робочого руху; 4 — гідроциліндр допоміжний; 5 — регулятор потоку з пропорційним керуванням та зворотним клапаном; 6 — двопозиційний трилінійний розподільник з електромагнітним керуванням; 7 — блок керування з контролером; 8 — датчик руху; 9 — траверса; 10 — різальні елементи; 11— рухома основа; 12 — опори кочення.

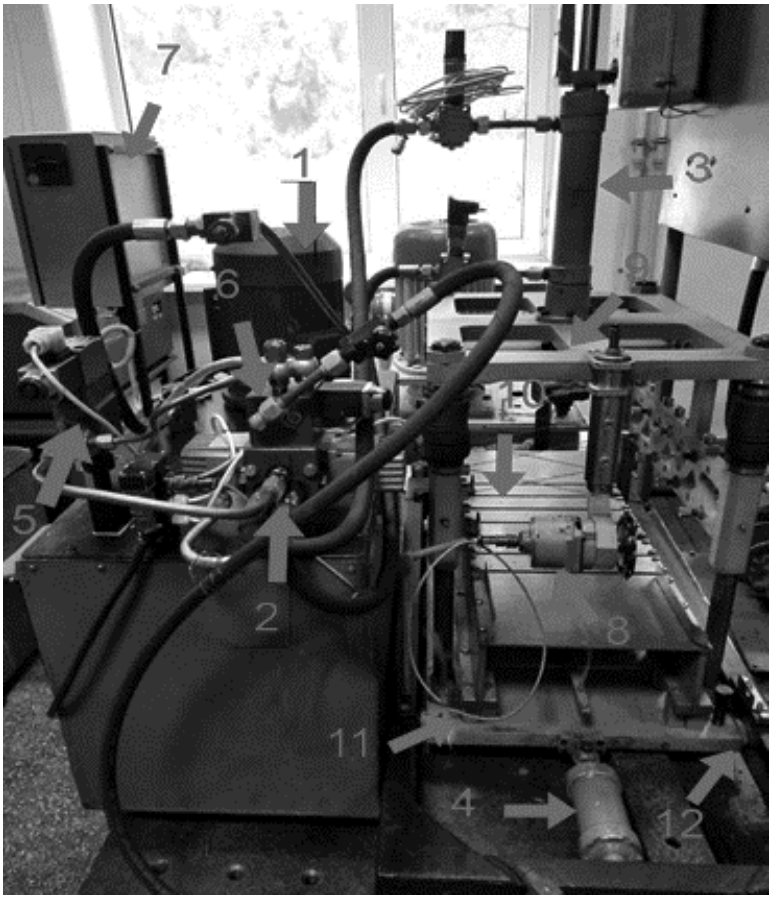


Рисунок 1 — Загальний вигляд автоматизованого пристрою для формування заготовок цегли з гідравлічним приводом та керуванням від контролера

Автоматизований пристрій для формування заготовок цегли з гідравлічним приводом та керуванням від контролера працює наступним чином. По мірі руху глиняного бруса датчик 8 відраховує розмір *n* —ої кількості заготовок цегли (в залежності від кількості ріжучих елементів 10) і подає електричний сигнал на блок керування 7. Останній формує сигнали на розподільники 2 та 6. Витрата робочої рідини від насоса 1 спрямовується через розподільники 2 та 6 на виконавчі гідроциліндри 3 та 4. Гідроциліндр 3 приводить в рух траверсу 9 з ріжучими елементами 10 для

формування заготовок цегли. Гідроциліндр 4 одночасно з цим забезпечує синхронізацію руху основи 11, яка розташована на опорах кочення 12, з рухом глиняного бруса. Така схема руху забезпечує відсутність відносного руху між виконавчими органами різання та глиняним брусом, що гарантує правильну геометрію зразків цегли при розрізанні [1].

Запропонований автоматизований пристрій має низку переваг відносно струнних різальних автоматів смичкового типу. До них можна віднести:

1) універсальність, що дозволяє формувати цеглу різної кількості за різ і різноманітних розмірів без трудомісткого переналагодження системи;

2) короткий цикл різання, 4—5 с. для n-ої кількості виробів;

3) невеликі габаритні розміри та мала встановлена потужність.

Список використаних джерел

1. Пурдик В.П., Сапожник В.Г. Адаптивний гідропривод обладнання для формування заготовок цегли. Матеріали XXII міжнарод. наук.техн. конф. «Гідроаеромеханіка в інженерній практиці» Черкаси-Київ, 23-26 травня 2017р., с.123-124.

2. Козлов Л.Г. Про можливість покращення динамічних характеристик мехатронного привода мобільної машини./ «Гідро- та пневмоприводи машин — сучасні досягнення та застосування». II Міжнародна науково-технічна конференція 15-16 листопада 2016 р.: збірник тез доповідей. — Вінниця: Т.П. Барановська, 2016. — с. 122-116.

3. Сапожников М.Я., Дроздов Н.Е. Довідник по устаткуванню заводів будівельних матеріалів. М., 1970.

4. Буткевич Г.Р., Ковальов С.А. Стан та перспективи розвитку промисловості будівельні матеріалів — Ж.: Будівельні матеріали, № 3 — 2006.

УДК 621.22

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

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИЙ СТЕНД ДЛЯ ДОСЛІДЖЕННЯ ХАРАКТЕРИСТИК ГІДРОСИСТЕМИ З РЕГУЛЬОВАНИМ НАСОСОМ ТА ЕЛЕКТРОГІДРАВЛІЧНИМ РЕГУЛЯТОРОМ

Перехід на електрогідравлічне пропорційне керування розширює можливості мобільних робочих машин, що виготовляються в Україні, та дає змогу комплектувати їх значною кількістю змінного робочого обладнання [1, 2]. Удосконалення гідросистем таких машин дає змогу значно підвищити ефективність роботи та зменшити непродуктивні втрати[3, 4, 5].

У Вінницькому національному технічному університеті розроблено експериментальний стенд для дослідження роботи гідросистеми на базі регульованого насоса з електрогідравлічним регулятором та контролером, схема якого показана на рисунку 1.

Рисунок1 — Схема експериментального стенда

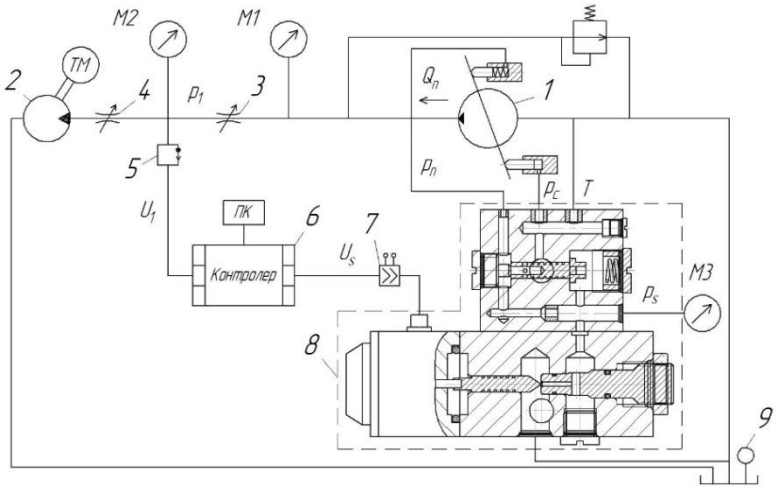


Фото електромагнітного регулятора представлено на рисунку 2. Регулятор складається з електромагніта 1, блока 2 з сервоклапаном 3 та блока 4 з золотником 5[3].

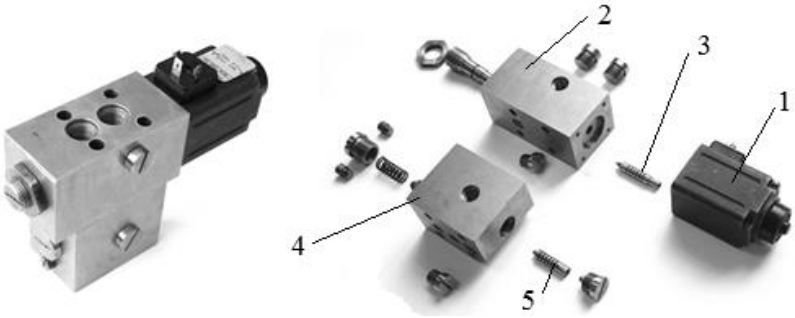


Рисунок 2 — Фото електрогідравлічного регулятора

Робоча рідина від насоса 1 подається до гідромотора 2 через дроселі 3 та 4 та зливається у бак. Дросель 4 формує навантаження на насосі. Датчик тиску 5 передає сигнал U_1 на контролер 6. Контролер за спеціальним алгоритмом обробляє сигнал U_1 та передає сигнал керування U_s на підсилювач 7 та електрогідравлічний регулятор насоса 8.

Експериментальний стенд дає можливість проводити дослідження гідросистеми з регульованим насосом та розробленим електрогідравлічним регулятором в статичних тадинамічних режимах:

Залежність подачі Q_n насоса від величини тиску p_1 при різноманітних значеннях налаштування дроселя 4;

Характеристика залежності подачі Q_n насоса від значень налаштування дроселя 3;

Залежність значень тиску p_1 та p_n при ступінчастій зміні значень налаштування дроселя 4;

Залежність подачі Qn насоса 1 від значень тиску p_1 при різноманітних алгоритмах керування регулятором 8.

Технічна характеристика стенда[6]:

Номінальна подача насоса $1 \cdot 10^{-3}$ м^3/с;

Номінальний тиск насоса 16 МПа;

Діапазон регулювання подачі насоса — $(0{,}05—1{,}0) \cdot 10^{-3}$ м^3/с;

Тонкість фільтрації — 15 мкм;

Точність вимірювання тиску ±1,5%;

Точність вимірювання частоти гідромотора ±1,0%;

Точність вимірювання напруги ±0,5%;

Точність вимірювання струму ±0,5%;

Точність вимірювання температури ±0,5°С.

Список використаних джерел

1. Kozlov L. G. Scientific foundations for designing the systems of manipulator hydraulic driveswith an adaptiveneuralnetwork-basedcontrollersformobileworkingmachines. — Manuscript copyright.— National Technical University of Ukraine «Kyiv Polytechnic Institute» of the Ministry of Education of Ukraine, Kyiv, 2015, p. 421.

2. Leonid G. Kozlov, Volodymyr V. Bogachuk, Victor V. Bilichenko, Artem O. Tovkach, Konrad Gromaszek, Samat Sundetov "Determining of the optimal parameters for a mechatronic hydraulic drive", Proc. SPIE 10808, Photonics Applications in Astronomy, Communications, Industry, and High-Energy Physics Experiments 2018, 1080861 (1 October 2018), 10 pages; doi: 10.1117/12.25015280861.

3. Товкач, А. О. «Експериментальне визначення характеристик гідросистеми з регульованим насосом» в Матеріали XXV-ої Міжнародної науково-технічної конференції «Гідроаеромеханіка в інженерній практиці» (2020)», Київ, Україна, 2020. [Електронний ресурс]. Режим доступу: http://pgm.kpi.ua/downloads/conf_file/Thesis_2020.pdf.

4. Товкач, А. О.; Козлов, Л. Г.; Бродський, В. В.; Грабовський, Д. І. «Експериментальні дослідження гідросистеми з регульованим насосом»в Матеріали конференції «L Науково-технічна конференція підрозділів Вінницького національного технічного університету (2021)», Вінниця, Україна, 2021. [Електронний ресурс]. Режим доступу: https://conferences.vntu.edu.ua/index.php/all-frtzp/index/pages/view/zbirn2021.

5. Козлов, Л. Г.; Товкач, А. О. «Експериментальні дослідження електрогідравлічного регулятора насоса» в Матеріали IX-ої Міжнародної науково-технічної інтернет-конференції «Проблеми

і перспективи розвитку автомобільного транспорту» (2021)», Вінниця, Україна, 2021. [Електронний ресурс].

Режимдоступу:http://atmconf.vntu.edu.ua/materialy2021.pdf.

6. Товкач, А. О.; Козлов, Л. Г.; Кравчук, О. О. «Експериментальний стенд для дослідження регульованого насоса з електрогідравлічним регулятором» в Матеріали конференції «XLIX науково-технічної конференції підрозділів Вінницького національного технічного університету (НТКП ВНТУ—2020)», Вінниця, Україна, 2020. [Електронний ресурс]. Режим доступу: https://conferences.vntu.edu.ua/public/files/1/vntu_2020_netpub.pdf.

УДК 630*377.4

О.С. Мачуга, д-р техн. наук,
Ю.Р. Луста
Національний лісотехнічний університет України

ВИЗНАЧЕННЯ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ ТА ДІАГНОСТИКА ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ УМОВ ГІДРОЦИЛІНДРА

У лісовій промисловості широко використовується гідравлічне обладнання. Це зумовлене його надійністю, точністю, великим робочим ресурсом, відносно легким ремонтом та відновленням. Основними причинами погіршення роботи гідроциліндрів є корозія поверхні штоку, пошкодження контактних поверхонь абразивом, що спричинено складними умовами експлуатації в польових умовах [1]. Зовнішні пошкодження (зношення штоку та зовнішніх ущільнюючих елементів) можна легко визначити та своєчасно прийняти рішення про необхідність відновлення. Внутрішні пошкодження неможливо дослідити візуально. Основним чинником, що свідчить про внутрішні пошкодження є збільшення величини просадки штока гідроциліндра.

В даному дослідженні пропонується вирішення завдання діагностики гідроциліндрів на внутрішні пошкодження. Для вирішення поставленого завдання використано методику визначення величини просідання штока гідроциліндра, проведено дослідження, як зміна в’язкості робочої рідини впливає на

величину просідання штока та на об’ємний коефіцієнт корисної дії гідроциліндра. На основі виконаних досліджень сформовані рекомендації щодо заміни робочої рідини гідропривода в залежності від стану ущільнень та температури навколишнього середовища.

Методика визначення гранично допустимої величини просідання штока гідроциліндра полягає в навантажені гідроциліндра в крайньому положенні та перекритих гідролініях, певною силою F на певний час tта подальшому вимірюванні величини вильоту штока і порівнянні отриманих результатів з розрахунковим (1). Якщо дійсне значення зміни довжини вильоту штока Δlє більшим за розрахункове значення, то це свідчить про несправну роботу гідроциліндра. Таке дослідження відбувалось на виробничому підприємстві «Гідротехцентр» (м. Львів) з метою діагностування відновлених гідроциліндрів.

Розрахункове значення просідання визначається за формулою [2]:

$$\Delta l = \frac{P}{S} k_B t, \qquad (1)$$

де P — тиск, що створює прикладена сила F[Па],

S — площа поверхні поршня $[m^2]$,

k_B — коефіцієнт втрат $\frac{m^3}{\text{Па}}$,

t — час проведення досліджень.

Під час дослідження впливу розміру щілини між ущільненням штоку та корпусу гідроциліндра було отримано наступні графічні залежності

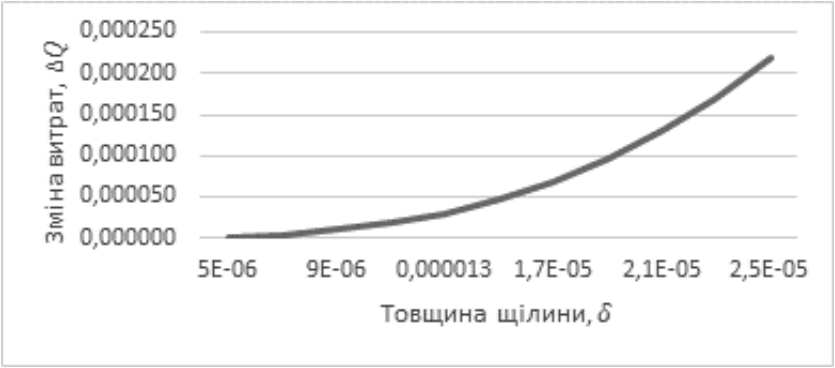


Рисунок 1 — Зміна втрати від розміру щілини

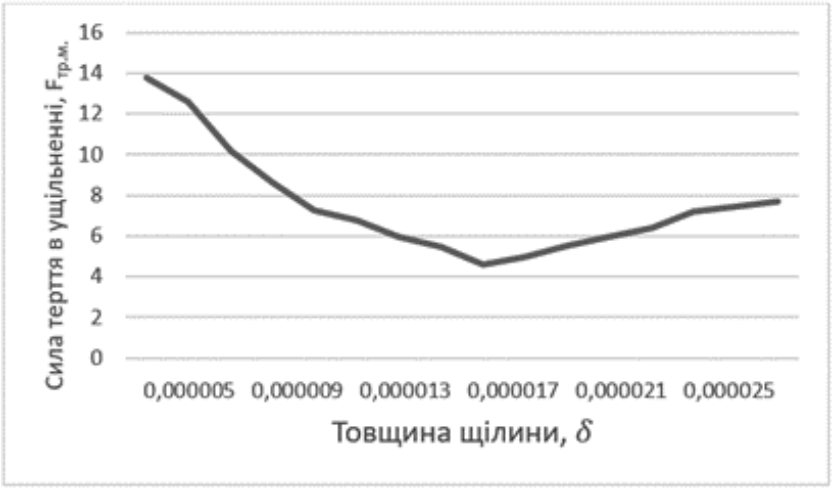


Рисунок 2 —Залежність сили тертя в з'єднаннях від товщини щілини

Отримані графіки свідчать про те що, розмір щілини має бути достатнім для того, щоб відбувалося змащення поверхні тертя, що залежить від в'язкості робочої рідини це зменшить негативний вплив сил тертя на роботу гідроциліндра. Доказом цього є графіки зміни об'ємних коефіцієнтів корисної дії для олив з різними показниками в'язкості в залежності від зміни розміру щілини (Рисунок3).Тому на графіках видно, чим більш в'язке мастило використовується тим більшою може бути щілина.

Тому рекомендовано використовувати більш в'язке мастило під час використання гідроциліндрів з високим зносом, щоб

продовжтити термінг експлуатації та використовувати мастило з меншою в'язкістю з новими ущільненями.

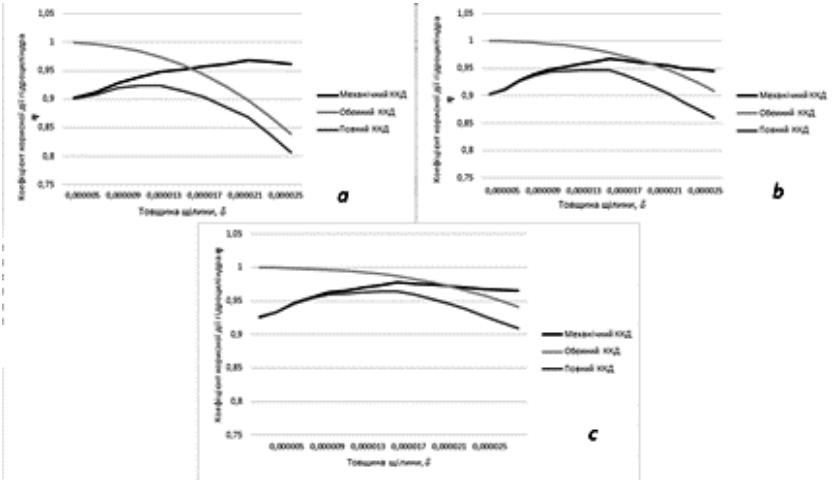


Рисунок 3 — Залежність коефіцієнтів корисної дії від товщини щілини; a — в'язкість оливи 85 мм^2/с, b — в'язкість оливи 102 мм^2/с, c — в'язкість оливи 124 мм^2/с.

Список використаних джерел

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

2.Бойко А. А. Гідравліка та гідропривід: навчальний посібник. Львів: РВВ НЛТУ України, 2011. 307 с.

СЕКЦІЯ 4
ГІДРОПНЕВМОПРИВОДИ ТА СИСТЕМИ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОЇ ТЕХНІКИ

УДК 631.3 (075.8)

М.С. Волянський,
О.О. Макогін
Національний університет біоресурсів і природокористування України

АНАЛІЗ СПОСОБІВ РОЗВАНТАЖЕННЯ НАСОСІВ В ГІДРОПРИВОДАХ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОЇ ТЕХНІКИ

Сучасна сільськогосподарська техніка є багатофункціональною, в якої робочі органи і механізми, а також напрямні та ведучі колеса приводяться в дію насосними об'ємними гідравлічними приводами. У більшості випадків одним гідравлічним насосом забезпечується робота різних гідродвигунів (гідромоторів, гідроциліндрів, поворотних гідродвигунів і гідродвигунів зворотно-поступального руху), які за виконанням технологічних процесів можуть працювати епізодично. Поширеним є застосування нерегульованих шестеренних насосів, які під час роботи сільськогосподарської техніки працюють постійно, його оберти залежать від обертів приводного двигуна внутрішнього згорання (ДВЗ). Отже, при постійних обертах ДВЗ, насос забезпечує сталу подачу робочої рідини. Щоб працював гідропривод, потрібний тиск, величина якого обмежується запобіжним клапаном. Якщо не передбачити розвантаження насоса під час холостого ходу (коли усі гідродвигуни не працюють), то насос буде розвивати максимальну потужність, яка буде визначатися тиском спрацювання запобіжного клапана. Тоді корисна робота дорівнює нулю, а споживана потужність насоса максимальна. Це призведе до неефективного використання енергії; низького коефіцієнта корисної дії гідропривода, надмірного нагрівання робочої рідини; інтенсивного спрацьовування насоса та інших складових гідропривода, що зменшить ресурс роботи гідропривода в цілому

тощо. Тому у гідроприводах сільськогосподарської техніки існують різні способи розвантаження насосів, а саме завдяки: використанню розподільників з відкритим центром; використанню розподільників з переливною секцією або переливним (перепускним) клапаном; використанню запобіжно-переливного клапана.

На сьогодні, у сільськогосподарській техніці, набуває поширення LS-системи керування (load sensing — відчуває навантаження) та LUDV-системи керування (незалежний від навантаження розподіл потоку).

Використання розподільників з відкритим центром. Застосовують у випадку керування одним гідродвигуном або декількома, що працюють паралельно (одночасно). В основному, це гідроприводи рульових керувань, в яких використовують окремі моноблокові розподільники або розподільники, що вмонтовані в корпуси насосів-дозаторів. Нейтральне положення запірного елемента розподільника забезпечує розвантаження насоса.

Використання розподільників з переливною секцією або переливним (перепускним) клапаном. Для керування гідродвигунами використовують, в основному, розподільники моноблокові або секційні з лінією керування, завдяки якій здійснюється керування роботою переливної секції або перепускного клапана. Коли усі запірні елементи таких розподільників знаходяться у нейтральному положенні, лінія керування відкрита і переливний (перепускний) клапан відкритий. Робоча рідина вільно (без надмірного тиску) зливається у бак.

Використання запобіжно-переливного клапана. Запобіжно-переливний клапан працює у двох режимах — запобіжному і переливному. У запобіжному режимі запірний елемент закритий, гідропривод працює. У переливному режимі — клапан відкритий, гідропривод не працює і рідина від насоса без надмірного тиску потрапляє у бак. Режим роботи визначає лінія керування. Якщо лінія керування відкрита — клапан працює у переливному режимі, закрита — у запобіжному. Відкриття і закриття лінії керування залежить від конструкції розподільників у гідроприводі. Якщо у них є лінія керування, то вона перекривається запірним елементом розподільника, якщо лінія керування відсутня — то застосовують електроклапан. Це, як правило, при

використанні розподільників з електричним керуванням. При подачі струму на електромагніт запірного елемента розподільника, одночасно подається струм на електромагніт електроклапана і він перекриває лінію керування.

Гідроприводи з LS-системою керування. У таких гідроприводах миттєвий тиск навантаження являється сигналам зворотного зв'язку для керуючого пристрою, який встановлює необхідний тиск насоса (тиск навантаження плюс величина тиску керування). Така система має високий ККД, так як насос автоматично забезпечує подачу і тиск, залежно від реальної потреби. Такі гідроприводи можуть бути з відкритим центром і нерегульованим насосом і закритим центром і регульованим насосом. Найбільшу економію енергії забезпечує LS-система з закритим центром і регульованим насосом.

Гідроприводи з LUDV-системою керування. У таких гідроприводах забезпечується незалежний від навантаження розподіл потоку. Система LUDV має практичну перевагу перед системою LS, особливо коли необхідно при зміні швидкості рухів вихідних ланок гідродвигунів зберігати синхронність їх переміщення. Ця система дає змогу застосувати насос меншої продуктивності, її доцільно застосовувати для машин з великою кількістю гідродвигунів та малій ймовірності їх одночасної роботи.

Безумовно, LS та LUDV системи керування є більш ефективними, тому, на сьогодні, вони набувають поширення у гідроприводах сільськогосподарської техніки.

Список використаних джерел

1. Бурєнніков, Ю.А., Козлов, Л.Г., Репінський, С.В. Удосконалення схем регуляторів подачі насосів гідросистем, чутливих до навантаження, та їх статичні характеристики. // Вісник ВПІ. — Вінниця. 2004, №5, С.88—92.

2. Погорілець, О.М., Волянський, М.С., Войтюк, В.Д., Пастушенко, С.І. Гідропривод сільськогосподарської техніки: Навчальне видання // За ред. О.М. Погорільця. — Київ: Вища освіта, 2004. — 368 с.

3. Бондарь, В.А. Принципы LS и LUDV в гидросистемах открытого контура // Вісник СумДУ. Серія: Технічні науки. — Суми. — 2003. — № 12(58). — С. 202—207.

УДК 631.363:621.86.068:62-82

В.П. Кушнір
Вінницький національний аграрний університет

ЗМЕНШЕННЯ ВТРАТ ПОТУЖНОСТІ ПРИВОДА РІЗАЛЬНОГО МЕХАНІЗМУ РІЗАКА СИЛОСУ

Сучасна тенденція розвитку сільськогосподарської техніки — створення багатофункціонального гідравлічного привода, спрямованого на підвищення технічного рівня і експлуатаційної надійності машин. Саме тому провідні світові виробники гідравлічного обладнання фірми Parker Hannifin, Bosch Rexroth, Bucher Hydraullics, Hunger Hydraulik, Turbo, Moog і інші, приділяють значну увагу розвитку «інтелектуальних приводів», їх проєктуванню та модернізації існуючих [1].

Процес вивантаження стеблового корму з надземних траншейних сховищ блочно-порційним способом є досить складним технологічним процесом, в якому необхідно враховувати велику кількість змінних факторів. Тому, збір первинної інформації про стан об’єкта та його особливості, обробка первинної інформації з метою підвищення її достовірності, прийняття рішення про керуючі дії на об’єкт або процес керування, досить суттєво впливають на роботу технологічного обладнання та створення автоматизованої системи корегування привода робочих органів.

Ефективність автоматизованої системи корегування привода робочих органів залежить від завчасності і точності керуючих дій, які формуються на основі первинної інформації про стан об’єкта. В умовах невизначеності отриманої інформації вплив достовірності первинної інформації про стан об’єкта або процес керування істотно зростає. Тому першочерговою задачею для автоматизованої системи управління робочими органами різака,

які діють в умовах невизначеності первинної інформації, є розробка методів перетворення і відновлення інформації.

Робота різального механізму різака силосу потребує «інтелектуального привода» в залежності від зміни навантаження на виконавчих гідродвигунах, що обумовлюється станом технологічної поверхні кормового моноліту. Окремі непов'язані між собою гідродвигуни привода різального механізму різака та гідроциліндра приводів подачі призводять до використання гідродвигунів завищеної потужності.

В результаті чого потужність приводів даних машин зростає до 25 кВт при умові визначення розрахунковим та експериментальним шляхом максимально необхідної потужності привода різального механізму різака в межах 4,5—6,0 кВт, а привода подач — до 0,8 кВт [2].

У системі гідроприводів різака стеблових кормів реалізується принцип узгодження швидкості по відділенню блок-порції стеблового корму від моноліту із подачею різального механізму. З цією метою запропоновано використання роздільника потоку робочої рідини між гідромотором привода різального механізму та гідроциліндром привода подачі різального механізму, у якого керування положенням золотника виконується за допомогою зворотного зв'язку по величині тиску на вході гідромотора [2]. Використання даного сигналу дозволяє регулювати величину подачі при зміні сили різання на різальному механізмі і таким чином підтримувати її на постійному рівні.

Тому, важливою складовою функціонування гідропривода є його позиціонування та раціональна подача робочого органа — ножового механізму за різних режимів роботи, які призводять до недопущення погіршення динамічних та статичних характеристик, що дає змогу підвищити ефективність мобільних робочих машин.

Список використаних джерел

1. Rutkevych V. Investigation of transitional processes in the adaptive system of hydraulic drives of the mechanism for cutting and unloading stalk fodder *Вібрації в техніці та технологіях.* 2021. №2(101). С. 107—114.

2. Shargorodskiy S., Rutkevych V. Influence of physical and mechanical properties of stem feed and design of the working body on the drive power of the cutting mechanism *Техніка, енергетика, транспорт АПК.* 2021. №2(113). С. 38—49.

УДК630*181/629.3

А.Л. Щупак,
О.С. Мачуга, д-р техн. наук
Національний лісотехнічний університет України

ЕНЕРГЕТИЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПРОЦЕСУ КОЛІЄУТВОРЕННЯ ПІД ЧАС ТРАНСПОРТУВАННЯ ДЕРЕВИНИ

Контактна взаємодія колеса технологічного транспорту лісозаготівель із ґрунтом супроводжується низкою зворотних та незворотних фізичних процесів у колесі та у ґрунті, які призводять до створення технологічної колії та нагрівання навколишнього середовища[1]. Ці процеси супроводжуються перетвореннями енергії в цих компонентах: тип А — гістерезисні втрати в об'ємі ґрунту; тип Б — об'ємі втрати в ґрунті, що деструктуризується; тип В — гістерезисні втрати в шині[2] (Таблиці 1 та 2).

Заготовлена деревина зазвичай транспортується потрелювальних волоках чи тимчасових транспортних шляхах. В результаті багаторазового проходження спеціалізованих транспортних засобів на цих дорогах формуються та розвиваються колії. Цей процес має два взаємопов'язані негативні наслідки.

Перший виявляється у шкоді навколишньому середовищу: руйнування верхнього шару ґрунту внаслідок ущільнення, утворення ерозійних поверхонь, вибоїн внаслідок відокремлення частинок ґрунту під час буксування та ковзання, необхідність подальшої меліорації тощо. Вид і ступінь пошкодження ґрунтів визначаються параметрами і конструкцією лісових машин і режимами експлуатації.

Другий негативний наслідок — процес формування та розвитку колії поглинає енергію двигуна, що знижує техніко-економічні

показники роботи лісових машин та їхніх енергетичних установок (продуктивність та паливна економічність).

Зазвичай це характеризується наближеними емпіричними коефіцієнтами опору. Витрата енергії на формування колії залежить від добутку цього коефіцієнта на загальну масу завантаженого транспортного засобу та швидкість, що часто поглинає значний відсоток потужності двигуна N елісової машини і відповідно впливає на вартість транспортування деревини.

Співвідношення між втратами енергії форвардера середнього класу зображено на рисунке 1.

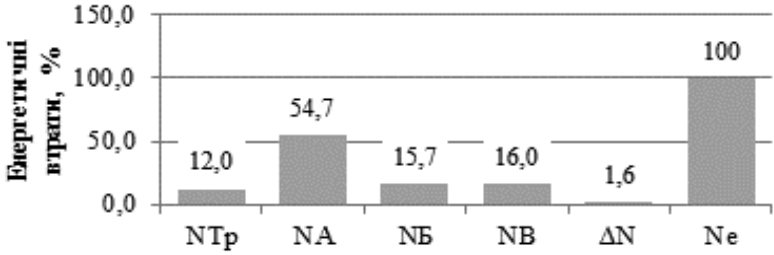


Рисунок 1 — Розподіл енергетичних втрат за типом втрат: Nтр — втрати енергії в трансмісії машини; ΔN — інші втрати

Зменшення негативних наслідків транспортування деревини пов'язане з модернізацією конструкції та раціональними режимами експлуатації існуючих транспортних засобів, тобто з вибором допустимих швидкостей та навантажень машини залежно від фізико-механічних властивостей ґрунту та природно-кліматичних умов.

Передбачення відповідних режимів у конкретних умовах експлуатації є складним завданням. Цей коефіцієнт опору повинен бути пов'язаний з фізико-механічними властивостями ґрунту та характеристиками режимів руху лісової машини.

Вважатимемо, що для деталізації коефіцієнту опору потрібно застосовувати енергетичний підхід.

Таблиця 1. Гістерезисні втрати в ґрунті

Вид енергетичних втрат	**Характеристика потужності втрат**
1	2
А.1 В'язкісні втрати енергії в ґрунті внаслідок в'язкого течіння ґрунтової маси	$N_{A1} = \mu\pi \frac{h^2}{S_K \cdot t} \cdot \frac{8k_2^2}{\sqrt{\pi}} S_K^{3/2}$
1	2
А.2 Втрати на бокове витискання ґрунтута бульдозерний ефект	$N_{A2} = \frac{V_2}{t} \cdot \sigma_K = v \cdot S_{A2} \cdot \sigma_2$
А.3 Втрати, пов'язані з подоланням липкості	$N_{A3} = G_K \cdot v \cdot \frac{\sigma_{pp}}{\sigma_{op}} \cdot \frac{S_K + S_G}{S_K - S_G}$
А.4 Втрати енергії на руйнування дерну, коріння та інших включень в ґрунті	$N_{A4} = N_9 \cdot k_d, k_d = h_{b/t} / h_{s/t}$
А.5 Втрати на бокове та горизонтальне ущільнення ґрунту внаслідок квазіпластичного деформування	$N_{A5} = \sigma_K \frac{h}{H} \cdot \frac{8k_1^2}{\sqrt{\pi}} S_K^{3/2}$
А.6 Втрати через стиснення і згладжування мікронерівностей опорної поверхні	$N_{A6} = \frac{V_6}{t} \cdot \sigma_K$
А.7 Втрати на горизонтальне переміщення ґрунту	За потреби будуть проаналізовані
А.8 В'язкісні втрати енергії внаслідок витискання води і газу	$N_{A8} = \mu_v \pi \frac{h^2}{S_K \cdot t} \cdot \frac{8k_2^2}{\sqrt{\pi}} S_K^{3/2}$
А.9 Втрати на ущільнення ґрунту у вертикальній площині	$N_{A9} = \frac{\sigma_K \cdot h \cdot S_K}{t}$

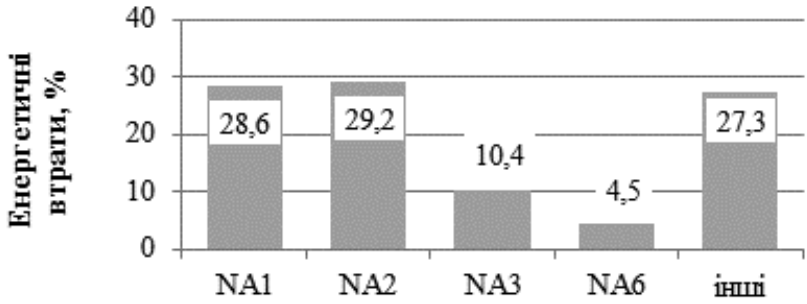


Рисунок 2 – Розподіл гістерезисних втрат у ґрунт

Умовні позначення: $S_{\hat{E}}$ — площа контакту, м^2; σ_K — границя міцності на стиск, МПа; μ, μ_v — динамічна в'язкість, Па·с; k_1, k_2 — коригувальні коефіцієнти, які враховують відхилення реального об'єму в'язкого чи пластичного деформування від тору; V_2 — об'єм ґрунту, який витискається обабіч колеса за час t, м^3; $G_{\hat{E}}$ — вага, яка припадає на колесо, кН; v — лінійна швидкість колеса, м/с; σ_{pp} — напруження прилипання ґрунту до колеса, МПа; σ_{op} — напруження відривання ґрунту від колеса, МПа; S_G — площа вершин ґрунтозачепів, м^2; $h_{b/t}$, $h_{s/t}$ — глибина колії після проходу колеса по поверхні без дерну/з дерном, м; h — заглиблення (загальне), м; b — ширина шини, м; t — час, с; V_6 — об'єм мікронерівностей, м^3.исунок 2 — Розподіл гістерезисних втрат у ґрунті

Тип Б характеризується перетворенням механічної енергії в поверхневу енергію відокремлених і подрібнених частинок ґрунту.

Таблиця 2 — Об'ємні втрати в ґрунті, що деструктуризується

Вид енергетичних втрат	Характеристика потужності втрат
Б.1 Втрати на відривання частинок ґрунту від основи опорної поверхні	$N_{Б1} = (6/d) \cdot b \cdot h \cdot e_{pn}$
Б.2 Втрати на бокове тертя під час заглиблення шини в ґрунт	Незначні втрати
Б.3Втрати на заглиблення ґрунтозачепів у ґрунт	$N_{Б3} = \sigma_K \cdot h \cdot S_{K3} \cdot n_g / t$
Б.4Втрати на деформацію і ущільнення настилу з порубкових залишків (гілок)	$N_{Á4} = 0$
Б.5Втрати на взаємодію з ланцюгом	За потреби будуть проаналізовані
Б.6Втрати енергії, пов'язані з проковзуванням колеса об ґрунт під час буксування	$N_{Б6} = k \cdot G_K \cdot \Delta x \cdot \frac{l}{v} + \frac{\tau}{t} V_p$

Умовні позначення: e_{pn} — поверхневий енергія частинок ґрунту, Дж; n_{g} — кількість ґрунтозачепів; d — діаметр частинок

розпушеного ґрунту, м; h — заглиблення (загальне), м; $S_{КЗ}$ — площа протектора коліс, м^2; k — коефіцієнт тертя; Δx — величина зсуву, мм; τ— напруження зсуву, Па; $V_р$ — об'єм зрізаного ґрунту, м^3.

Для тестового прикладу характеристик ґрунту за цими формулами розраховуються втрати тепла для кожного типу перетворення. Найважливішими є енергії в'язкого потоку ґрунту та деформація ущільнення. Математичні перетворення таких виразів дадуть можливість знайти режими роботи, у яких відповідні втрати будуть мінімальними.

Основний висновок цієї роботи полягає в тому, що запропонований підхід дозволить вибрати такі режими роботи, які забезпечують мінімальну витрату палива та мінімізують процес утворення колії у ґрунті.

Список використаних джерел.

1. Щупак, А.Л., Мачуга, О. С. Енергетичний підхід до оцінювання ефективності роботи колісної лісотранспортувальної машини. XXIV Міжнародна науково-технічна науково-технічна конференція «Гідроаеромеханіка в інженерній практиці», Київ 27-30 травня 2019 р.: матеріали конференції. Київ. С. 99—101.

2. Щупак, А. Л. Класифікація втрат енергії в пневматичній шині під час руху колісного форвардера. XXVI Міжнародна науково-технічна науково-технічна конференція «Гідроаеромеханіка в інженерній практиці», Київ—Херсон, 7—10 вересня 2021 р.: матеріали конференції. Київ. С. 234—237.

УДК 631.363:519.86

В.С. Руткевич, канд. техн. наук
Вінницький національний аграрний університет

ОПТИМІЗАЦІЯ КОНСТРУКТИВНИХ ПАРАМЕТРІВ РОЗПОДІЛЬНИКА ПОТОКУ ДЛЯ АДАПТИВНОЇ СИСТЕМИ ГІДРОПРИВОДІВ БЛОЧНО-ПОРЦІЙНОГО ВІДОКРЕМЛЮВАЧА СТЕБЛОВОГО КОРМУ

Основними напрямами підвищення ефективності технологічного процесу в сільськогосподарському виробництві є створення, впровадження і високо-ефективне використання у господарствах енерго- та ресурсозберігаючих технологій, машин та агрегатів [1].

Одним з основних компонентів гідропривода блочно-порційного відокремлювача стеблових кормів, адаптивного до навантаження, є золотниковий розподільник потоку. Він служить для забезпечення енерго-економного режиму роботи, зменшення кількості структурних елементів, підтримання раціональних співвідношень параметрів режимів різання (подачі ножового механізму і швидкості різання), тому актуальним є розв'язання таких задач:

розроблення схеми золотникового розподільника потоку для гідропривода, адаптивного до навантаження, призначеного для приведення в дію ножового механізму;

дослідження впливу основних параметрів золотникового розподільника потоку на характеристики гідропривода;

оптимізація конструктивних параметрів золотникового розподільника потоку для забезпечення необхідного рівня його характеристик.

В результаті математичного моделювання робочих процесів в гідроприводі з золотниковим розподільником потоку та побудови графіків залежностей визначено вплив на динамічні характеристики гідропривода таких конструктивних параметрів: $d_{зол}$ — діаметр золотника розподільника потоку, $C_{пр}$ — жорсткість пружини золотника розподільника потоку, a — довжина, $f_{др}$ — площа дроселя керування, $W_З$—об'єм порожнини лінії керування, l_1, l_2 — початкове відкриття робочого вікна розподільника, b_1, b_2

— відстань до упорів, які обмежують переміщення золотника. Математична модель гідропривода блочно-порційного відокремлювача являє собою систему диференціальних рівнянь високого порядку. Відомо, що в процесі роботи таких гідроприводів можлива втрата стану стійкості рівноваги, в результаті чого виникають нестійкі режими роботи [2]. Визначення умов стійкості роботи гідропривода блочно-порційного відокремлювача необхідно для забезпечення його працездатності в динамічних режимах роботи. З цією метою визначається область стійкості роботи даного гідропривода в площині значень його параметрів — діаметра $d_{зол}$ золотника розподільника потоку та жорсткості $C_{пр}$ його пружини, які в найбільшій степені визначають його конструктивні та функціональні характеристики.

На основі аналізу вітчизняних та зарубіжних джерел визначено, що поява та вдосконалення систем гідроприводів, чутливих до навантаження, є однією з основних тенденцій розвитку промислової гідравліки мобільних робочих машин.

В результаті моделювання нелінійної математичної моделі гідропривода, адаптивного до навантаження, та застосування чисельного методу розв'язання систем нелінійних диференційних рівнянь, визначено умови стійкості роботи гідропривода. Визначено, що найбільший вплив на стійкість гідропривода блочно-порційного відокремлювача мають діаметр золотника $d_{зол}$, жорсткість пружини $C_{пр}$, площа $f_{др}$ дроселя керування, початкове відкриття робочих вікон l_1 і l_2, а також настройка упорів, які обмежують хід золотника.

Список використаних джерел

1. Ivanov M.I., Rutkevych V.S., Kolisnyk O.M., Lisovoy I.O. Research on the block-portion separator parameters influence on the adjustment range of operating elements speed. *INMATEH — Agricultural Engineering*. 2019. Vol. 57/1. P. 37—44.

2. Руткевич В.С. Дослідження стійкості адаптивної системи гідроприводів блочно-порційного відокремлювача консервованого корму. *Техніка і технології АПК.* 2018. № 4 (103). С. 29—34.

УДК 636.4:636.083.3

В.М. Яропуд, канд. техн. наук
Вінницький національний аграрний університет

ДОСЛІДЖЕННЯ АВТОМАТИЧНОЇ ВЕНТИЛЯЦІЙНОЇ СИСТЕМИ ЗАБОРУ ПОВІТРЯ З ТВАРИННИЦЬКОГО ПРИМІЩЕННЯ

Оптимальний мікроклімат сприяє збільшенню продуктивності тварин, зниження витрат кормів на отримання одиниці продукції, позитивно впливає на збереження здоров'я тварин[1]. Мікроклімат в приміщеннях залежить від місцевого клімату та пори року, термічного та вологісного опору огороджувальних конструкцій будівель, стану вентиляції, ступеня освітлення та опалення приміщень, стану каналізації і якості прибирання гною, технології утримання тварин, їх видового та вікового складу. Основні параметри мікроклімату тваринницьких приміщень регламентуються нормами технологічного проектування[2].

Для забезпечення відведення повітря з тваринницького приміщення створена відповідна вентиляційна система (рисунок 1). Автоматична вентиляційна система забору повітря розміщена в середині тваринницького приміщення під стелею і складається з центрального повітропровода для забору повітря 1, до якого приєднанні патрубки для забору повітря 2. Патрубки для забору повітря 2 розміщенні посередині над кожним станком, де утримуються тварини. На вході патрубків для забору повітря 2 встановлені забірні заслінки із сервоприводами 3 і датчики температури, вологості та якості повітря 4. Вихід центрального повітропровода для забору повітря 1 приєднано витяжного вентилятора 5. Забірні заслінки із сервоприводами 3 і датчики температури, вологості та якості повітря 4 по засобах електричних проводів 6 приєднані до блока керування 7.

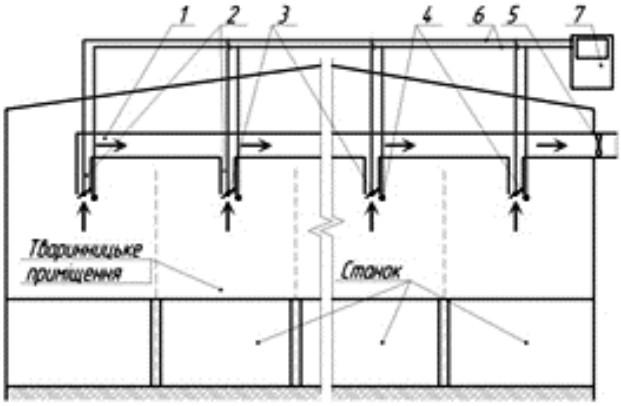


Рисунок 1 — Технологічна схема автоматичної вентиляційної системи забору повітря

В зв'язку з тим, що в окремих групових станках можуть утримуватися різна кількість тварин, які згруповані за різними віковими групами, то концентрація газів (вуглекислого газу, аміаку і сірководню), що знаходяться над станками може відрізнятися (рисунок 2). Тому автоматична вентиляційна система забору забрудненого повітря повинна налаштовувати витрати повітря для кожного станку індивідуально. Відповідно до рисунка 2: n_g — концентрація газів (вуглекислого газу, аміаку і сірководню) над станками, %; n_{gnorm} — граничні значення концентрації газів в свинарнику, %; n_{gmax} — максимальне значення концентрації газів над станком, %; і — номер станка; N — загальна кількість станків; L_0 — ширина станка (при умові, що геометричні розміри усіх станків однакові), м.

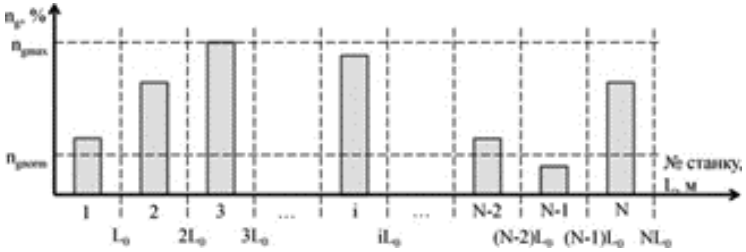


Рисунок 2 — Розподіл концентрації газів (вуглекислого газу,аміаку і сірководню) n_g над станками

Роботу автоматичної вентиляційної системи забору забрудненого повітря математично можна представити наступним чином:

$$\begin{aligned} n_{g\,i} \le n_{g\,norm} &\Rightarrow q_i = q_0, \\ n_{g\,i} = n_{g\,max} &\Rightarrow q_i = q_{max} = q_0 + \Delta q_{max}, \end{aligned} \qquad (1)$$

де $q_i = q_0 + \Delta q_i$ — об'ємні витрати повітря через і-ий патрубок для забору повітря, $м^3/с$;q_0 — об'ємні витрати повітря через патрубок для забору повітря, $м^3/с$; Δq_i — об'ємні витрати повітря через відкриту і-у забірну заслінка із сервоприводом на певний кут, $м^3/с$; q_{max} — об'ємні витрати повітря через патрубок для забору повітря, коли забірна заслінка із сервоприводом відкрита повністю, $м^3/с$; Δq_{max} — об'ємні витрати повітря через повністю відкриту і-у забірну заслінка із сервоприводом, $м^3/с$.

Значення витрат повітря через відкриту і-у забірну заслінка із сервоприводом повинні бути прямо пропорційними концентрації газів над і-им станком:

$$\Delta q_i = k\left(n_{g\,i} - n_{g\,norm}\right), \qquad (2)$$

$$\Delta q_{max} = k\left(n_{g\,max} - n_{g\,norm}\right), \qquad (3)$$

де k — коефіцієнт пропорційності, $м^3/(с \cdot \%)$.

Об'єднуючи вирази (1)-(3) отримуємо залежність витрат повітря через відкриту і-у забірну заслінка із сервоприводом від концентрації газів (вуглекислого газу, аміаку і сірководню) над і-им станком

$$q_i = \begin{cases} q_0 + \dfrac{\Delta q_{max}}{n_{g\,max} - n_{g\,norm}}\left(n_{g\,i} - n_{g\,norm}\right), & n_{g\,i} > n_{g\,norm}, \\ q_0, \quad n_{g\,i} \le n_{g\,norm}. \end{cases} \qquad (4)$$

В свою чергу, об'ємні витрати повітря через відкриту і-у забірну заслінка із сервоприводом на певний кут прямопропорційні площі отвору σ_i, що утворився, і швидкості повітря V_i:

$$q_i = q_0 + \sigma_i V_i \qquad (5)$$

Виражаючи з (5) σ_i і підставляючи у (4) маємо:

$$\sigma_i = \begin{cases} \dfrac{1}{V_i} \dfrac{\Delta q_{max}}{n_{g\,max} - n_{g\,norm}} \left(n_{g\,i} - n_{g\,norm}\right), & n_{g\,i} > n_{g\,norm}, \\ 0, \quad n_{g\,i} \le n_{g\,norm}. \end{cases} \qquad (6)$$

Деформація поля швидкостей полягає в тому, що воно має перекошений профіль: від осі центрального повітропровода для забору повітря у бік отвору спостерігається підвищення швидкості, а в протилежному (стінка без отвору) — зниження.

По напрямку від початку до кінця центрального повітропровода для забору повітря (протилежно потоку повітря) середня швидкість зменшується. Таким чином, динамічний тиск зменшуватиметься в напрямку, протилежному потоку повітря на деяку величину, яка по закону збереження енергії переходитиме в статичний тиск.

Отже, характер зміни статичного тиску повітря всередині центрального повітропровода для забору повітря цілком залежить від співвідношення звільненого динамічного тиску і втрат тиску.

Список використаних джерел

1. Самохіна, Є.А., Повод, М.Г., Милостивий, Р.В. Параметри мікроклімату в свинарських приміщеннях влітку за різних систем вентиляції та їхній вплив на продуктивність лактуючих свиноматок і ріст підсисних поросят. Вісник Сумського національного аграрного університету. Серія «Тваринництво». — Випуск 2 (34). — 2018. — С. 218—223.

2. Дудін В.Ю., Романюха І.О., Кіряцев Л.О., Гаврильченко О.С., Повод М.Г. Удосконалення процесу проектування свиноферм у сучасних умовах. Вісник Дніпровського державного аграрного університету. — № 2(32). — 2013. — С. 72—75.

СЕКЦІЯ 5
ЗАГАЛЬНІ ПИТАННЯ ПРОМИСЛОВОЇ ГІДРАВЛІКИ І ПНЕВМАТИКИ, ЕНЕРГОЗБЕРЕЖЕННЯ, ЕКОЛОГІЇ ТА МАШИНОБУДУВАННЯ

В.Б. Струтинський, д-р техн. наук
Національний технічний університет України
«Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»

ПРОБЛЕМИ РОЗВИТКУ ПРОМИСЛОВОЇ СУЧАСНОЇ ГІДРАВЛІКИ ТА ПНЕВМАТИКИ

Україна має великі науково-технічні здобутки в галузі промислової гідравліки та пневматики. Дослідження та промислове виробництво в даній галузі велись в Україні протягом останніх 100 років. Опубліковані праці видатних вчених Т.М. Башти, Є.М.Хаймовича та багатьох інших підтверджують світовий рівень науково-технічних розробок української наукової школи в галузі промислової гідравліки та пневматики. Відповідно наявний потужний базис для розвитку даного напрямку науки і техніки . В даній галузі працюють тисячі фахівців. Науковці галузі переважно є співробітниками вищих навчальних закладів. Слід відзначити високий науковий рівень наукових розробок українських фахівців, значні науково-технічні досягнення та результати. Опубліковані монографії і підручники, видана значна кількість наукових статей, тез доповідей. Підготовлена значна кількість кадрів вищої кваліфікації: докторів наук та кандидатів наук (докторів філософії).

Але на даному етапі наявні значні проблеми, що гальмують розвиток даної галузі науки і техніки в Україні. Проблеми є різноплановими і охоплюють науково-технічні та соціальні питання, які є наслідком змін, що сталися за останні 20 років.

Головною проблемою є зниження запиту української промисловості на науково-технічні розробки, які проводяться українськими вченими. Суттєво зменшена кількість промислових підприємств, що розробляли пристрої промислової гідравліки і

пневматики. Чимало підприємств перепрофільовані або закриті. Ліквідовані державні науково-технічні програми, що включали розробки пристроїв промислової гідравліки і пневматики. Ті підприємства, які не втратили свій технічний потенціал не мають фінансових можливостей для підтримки вітчизняної науки. Відповідно, фахівці у напрямку промислової гідравліки і пневматики, не є кадрами першочергового значення на багатьох заводах, конструкторських бюро та науково-дослідних установах. Суттєво знижено колишній високий рівень комунікації співробітників вищих навчальних закладів та наукових установ із колегами з промисловості. Цьому сприяла введена Міністерством освіти і науки нова система підготовки і атестації наукових кадрів, зокрема, докторів філософії (кандидатів наук). Згідно нормативних документів науковою роботою можуть займатися лише співробітники наукових установ та вищих навчальних закладів, в широке коло висококваліфікованих фахівців промисловості не мають можливості виконувати наукові дослідження та захищати дисертації.

Для вирішення проблеми поглиблення зв'язку наукових досліджень із практичними задачами промисловості необхідні кардинальні заходи на рівні Верховної ради та Кабінету Міністрів України.

Важливою проблемою є ускладнення проведення наукових досліджень. Наявні значні досягнення в галузі математичного моделювання дуже важко підкріпити експериментом. Для виконання експериментальних досліджень потрібно високовартісне стендове обладнання, апаратура, комп'ютерні засоби.

В даному відношенні українські фахівці мають вкрай обмежені можливості і не можуть конкурувати із закордонними вченими.

Відрив науки від промисловості, який особливо помітний за останні 10 років поглиблює проблему зниження рівня експериментальних досліджень. Зокрема, суттєво зменшена можливість практичного використання досвіду розроблення та експлуатації пристроїв промислової гідравліки та пневматики, що виробляються або експлуатуються на підприємствах.

Важливою проблемою є інтеграція української науки в галузі промислової гідравліки та пневматики із світовою науковою

спільнотою. Відсутність можливості публікації результатів наукових досліджень у виданнях із високим статусом не дозволяє підтвердити високий рівень розробок українських вчених за кордоном. Практично , українські фахівці позбавлені можливості участі у наукових конференціях та інших заходах. Тому вимоги, які висуваються до українських фахівців по рівню наукових публікацій, не можуть бути виконані по об'єктивним причинам.

Важливою проблемою розвитку сучасної промислової гідравліки та пневматики є формування кадрового наукового потенціалу. Відсутність мотивації привела до різкого зниження контингенту аспірантів та докторантів у даній галузі. Відповідно недостатнім є число докторів наук та кандидатів наук (докторів філософії).

Втрачені окремі всесвітньо відомі наукові школи України в галузі промислової гідравліки та пневматики. Дану проблемо можна вважати найбільш суттєвою. Є загроза в найближчому майбутньому в Україні значного зниження або навіть ліквідації наукового напряму в галузі промислової гідравліки та пневматики, який мав світовий рівень.

Для вирішення вказаних проблем необхідно об'єднати зусилля із фахівцями інших напрямів. Треба провести велику роботу по підготовці звернення в державні органи України по питанню складного стану науки в Україні загалом та науки в галузі промислової гідравліки та пневматики, зокрема.

УДК 608 (075.8)

Ю.М. Кузнєцов, д-р техн. наук,
Гао Сіньмінь
Національний технічний університет України
«Київський політехнічний інститут ім. Ігоря Сікорського»

ВИКОРИСТАННЯ СИСТЕМНО-МОРФОЛОГІЧНОГО ПІДХОДУ ПРИ ПОШУКУ НОВИХ ЛЕЩАТ ДЛЯ ЗАТИСКУ ОБ'ЄКТІВ ПРАВИЛЬНОЇ І СКЛАДНОЇ ФОРМИ

Сучасний стан машинобудування в Україні потребує уважного ставлення до випуску технологічного оснащення метало- і дерево-обробного обладнання. Створення прогресивного технологічного оснащення дозволяє підвищити техніко-економічні показники і розширити технологічні можливості обладнання в умовах механоскладального виробництва [8,9].

Широке розповсюдження на металорізальних верстатах, в механоскладальному виробництві і побуті мають лещата різних конструкцій, які в основному мають постійну структуру і один кінематичний ланцюг від двигуна (або ручного привода) до затискних елементів — губок [1,2,7,12]. Наявність одного кінематичного ланцюга знижує коефіцієнт корисної дії (ККД) і потребує додаткових втрат енергії (при механізованому приводі) або мускульної роботи робочого (при ручному приводі).

Актуальним стає розробка нових універсальних лещат з перемінною структурою, яка має два і більше кінематичних ланцюгів, дає можливість суттєво розширити функціональні можливості (широкоуніверсальність, широкодіапазоність, адаптацію до об'єкта будь-якої форми [3-5].Це буде сприяти конкурентноздатність потенціалу машинобудування в Україні полегшить працю людей при ремонтних роботах і в побутових умовах.

Але процес створення і проектування такого оснащення вимагає нових методологічних підходів [4,6], прогресивних методів структурно-схемного синтезу та ефективних математичних моделей і алгоритмів з використанням ЕОМ.

Аналіз виконаних раніше досліджень свідчить про наступне [10,11]:

1. В практиці вже використовують лещата з двома кінематичними ланцюгами, в тому числі з диференціальними гвинтовими передачами. В цих конструкціях перший кінематичний ланцюг призначений для вибору зазору між заготовкою і губками за рахунок ручного або механізованого привода, а в якості другого кінематичного ланцюга використовуються гідравлічні і електромеханічні перетворювачі. Але до сих пір відсутні теоретичні основи створенняслюсарних і машинних лещат, які побудовані з використанням генетико-морфологічного підходу.

2. В практиці використання маловідомих конструкцій лещат універсального призначення[2,12], в яких без зміни затискних губок можливо затискати заготовки різної форми. Ще давно в США був запатентований винахід [15] з ручним приводом і гвинтовою передачею за принципом, який використовується в математичній теорії фракталів в математиці.

3. Відомі роботи, що виконані в КПІ ім. Ігоря Сікорського, по використанню системно-морфологічного підходу і сучасних методів пошуку нових технічних рішень для створення лещат із заданими або покращеними функціональними можливостями [3,4,13,14]. Проведені раніше дослідження були присвячені силовим і жорсткісним характеристикам машинних лещат, а також використанню плинних і сипучих середовищ у затискних елементах, але відсутній єдиний методологічний підхід до проектування універсальних лещат.

Для пошуку і прогнозування нових рішень лещат була розроблена морфологічна модель, яка з врахуванням конфіденціальності подана тільки у вигляді морфологічної множини — повної морфологічна матриці (а не таблиці) [6]$M_{лщ} = M_{пз} x M_{пт} x M_{зе} x M_{оз}$, де $M_{пз}$, $M_{зе}$, $M_{зе}$, $M_{оз}$ — відповідно матриці привода затиску ПЗ (ознака 1), перетворювача ПТ (ознака 2), затискних елементів ЗЕ з знаками стану (3), виконання (4), виду рухомості (5), об’єкту затиску ОЗ з ознаками кількості (6) і форми (7).

$$M_{лщ}=\begin{vmatrix}1.1\\1.2\\1.3\\1.4\\1.5\\1.6\end{vmatrix}\wedge\begin{vmatrix}2.1\\2.2\\2.3\\2.4\\2.5\\2.6\\2.7\\2.8\end{vmatrix}\wedge\begin{vmatrix}3.1 & 4.1 & 5.1\\3.2 & 4.2 & 5.2\\3.3 & 4.3 & 5.3\\3.4 & 4.4 & 5.4\\3.5 & 4.5 & 5.5\\ & 4.6 & \end{vmatrix}\wedge\begin{vmatrix}6.1 & 7.1\\6.2 & 7.2\\6.3 & 7.3\end{vmatrix}$$

Це дає загальну кількість варіантів рішення $N_{лщ}$=6 х 8 х 5 х 6 х 5 х 3 х 3 = 64800. Для зменшення поля пошуку і зручного представлення моделі запропонована усічена матриця з суттєвим зменшенням варіантів рішення до

$$N^1_{лщ} = 2 \text{ х } 5 \text{ х } 2 \text{ х } 6 \text{ х } 3 \text{ х } 1 \text{ х} 2 = 720$$

$$M^1_{лщ}=\begin{vmatrix}1.1\\1.2\end{vmatrix}\wedge\begin{vmatrix}2.1\\2.2\\2.3\\2.4\\2.5\end{vmatrix}\wedge\begin{vmatrix}3.1 & 4.1 & 5.1\\3.2 & 4.2 & 5.2\\ & 4.3 & 5.3\\ & 4.4 & \\ & 4.5 & \\ & 4.6 & \end{vmatrix}\wedge|6.1|\begin{vmatrix}7.1\\7.2\end{vmatrix}$$

Для ручного ПЗ, який застосовується переважно в слюсарних-лещатах (альтернатива 1.1) і електромеханічного ПЗ, який використовується в машинних лещатах (альтернатива 1.2) з розповсюдженим гвинтовим ПТ (альтернатива 2.5) запишимо кортежі морфологічної множини у вигляді морфологічних формул (сполучення альтернатив кожної ознаки) для ОЗ правильної форми (альтернатива 7.1) X_1—X_8 і складної форми типу «шарнірний палецьрульової тяги автомобіля» (альтернатива 7.2) X_9, X_{10} (рисунок 1):

X_1 = (1.1) — (2.5) — (3.1 — 4.1 — 5.1) — (6.1) — (7.1) — поз. а

X_2= (1.1) — (2.5) — (3.1 — 4.2 — 5.1) — (6.1) — (7.1) — поз. б

X_3 = (1.1) — (2.5) — (3.2 — 4.1 — 5.1) — (6.1) — (7.1) — поз. в

X_4 = (1.1) — (2.5) — (3.2 — 4.2 — 5.1) — (6.1) — (7.1) — поз. г

X_5 = (1.1) — (2.5) — (3.3— 4.1 — 5.1) — (6.1) — (7.1) — поз. д

X_6 = (1.1) — (2.5) — (3.3— 4.2 — 5.1) — (6.1) — (7.1) — поз. е

X_7 = (1.1) — (2.5) — (3.3— 4.1 — 5.3) — (6.1) — (7.1) — поз. ж

X_8 = (1.1) — (2.5) — (3.3— 4.2 — 5.3) — (6.1) — (7.1) — поз. з

X_9 = (1.1) — (2.5) — (3.3— 4.1 — 5.2) — (6.1) — (7.2) — поз. і

X_{10} = (1.1) — (2.5) — (3.3— 4.1 — 5.3) — (6.1) — (7.2) — поз. к

Примітка: червоним позначені альтернативи, які відрізняються від варіанту X_1.

Основні висновки:

1. Слюсарні і машинні лещата широко використовуються в механоскладальному виробництві і побуті. Але їх функціональні можливості обмежені тим, що їх переважна більшість пристосована для затиску циліндричних предметів (деталей) і предметів з плоскопаралельними сторонами.

2. В механоскладальному виробництві, побуті і виконанні ремонтних робіт в аграрно-промисловому комплексі стає питання затиску предметів сферичних, клинових, конусних і неправильної форми.

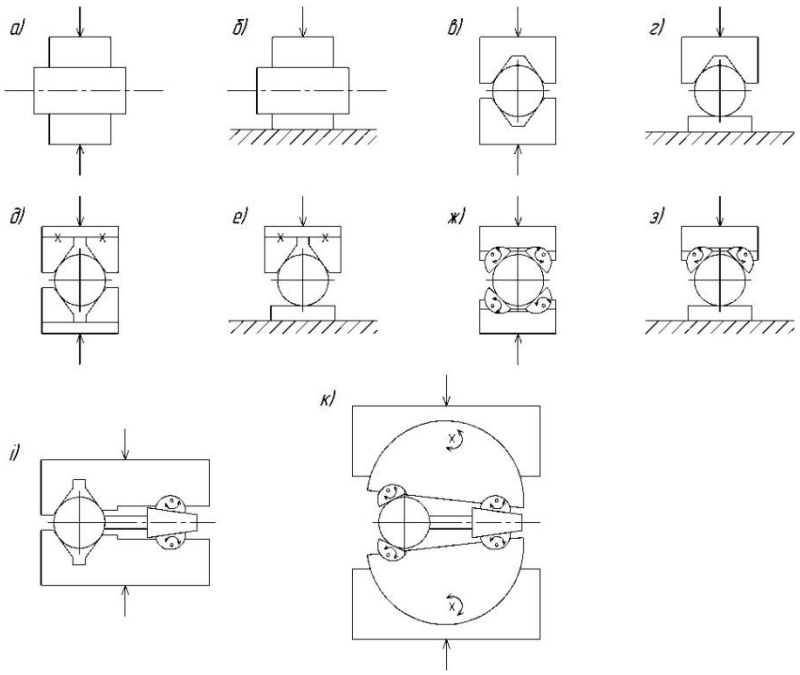


Рисунок 1 — Варіанти затиску обєкті в правильної (а-з) і складної (і,к) форми

Над створенням таких лещат працюють різні фахівці і фірми, але поки що поставлена науково-технічна задача не вирішена і потребує додаткових досліджень, що визначає її актуальність.

Метою запланованої дисертаційної роботи є розширення функціональних можливостей за рахунок використання сучасних системних методів пошуку нових технічних рішень, серед яких метод морфологічного аналізу.

Завдання дослідження: 1) Проведення патентно-інформаційного пошуку. 2) Аналіз раніш виконаних досліджень. 3) Створення морфологічної моделі з включенням нових принципів затиску. 4) Морфологічний синтез з вибором кращих варіантів. 5) Теоретичні дослідження силових характеристик при затисзку предметів різної форми. 6) Виготовлення дослідного зразка.7) Експериментальні дослідження дослідного зразка. 8* Розробка рекомендацій по удосконаленню і впровадженню.

Вперше авторами запропонована морфологічна множина універсальних лещат з альтернативами нових ознак стану, виду виконання і рухомості затискних елементів, а також з написанням структурних кодів лещат і картини розподілу сил і напружень по поверхні одного або декількох предметів, що затискаються

Список використаних джерел

1. ГОСТ 16518-87. Тиски станочные с ручным и механизированным приводом.

2. Кобзев, А.С., Глущенко, В.И., Потелов, В.В. Универсальные станочные тиски.— Машиностроитель. — 1991. — №9. — С. 16—18.

3. Кузнєцов, Ю.М., Крижанівскій, В.А., Хамуйєла, Т.О. Системно-морфологічний підхід при створенні затискних пристроїв для затиску призматичних заготовок // Наукові праці КНТУ. — 2004. — № 5.

4. Кузнєцов, Ю.М., Крижанівскій, В.А., Хамуйєла, Т.О. Системно-морфологічний підхід при створенні затискних пристроїв для затиску призматичних заготовок // Наукові праці КНТУ. — 2004. — № 5.

5. Кузнєцов, Ю.М., Хамуйєла, Т.О., Неделчева, П.М. Создание зажимных устройств с несколькими кинематическими цепями для призматических заготовок // Труды международной научной конференции «Унитех`05», Габрово, 24—25.11.2005 г.

6. Одрин, В.М. Метод морфологического анализа технических систем. — М.: ВНИИПИ, 1989. — 312 с.

7. Петроградский, М.Н. Сборные тисочные модули // Машиностроитель. — 1989. — № 6. — С. 17—18.

8. Станочные приспособления: Справочник в 2-х т. / Ред. сов.: Б.Н. Вардашкин (пред.) и др. — М.: Машиностроение, 1984. — Т1/Под ред. Б.Н. Вардашкина, А.А. Шатилова. 1984. — 592 с.

9. Тринг, М., Лейтуэйт, Э. Как изобретать? / Пер. с англ. А. С. Доброславського; под. ред. и предисл. В. В. Партикеева. — М.: Мир, 1980. — 172 с.

10. Турпаев, А.И. Винтовые механизмы и передачи. — М.: Машиностроение, 1984. — 223 с.

11. Хамуйєла, Т.О. Експериментальні дослідження пружносилових характеристик машинних лещат для металорізальних верстатів // Вісник НТУУ «КПІ», серія машинобудування, 2006. — С.115—121.

12. Яковлев, Г.И. Универсальные машинные тиски // Химическое и нефтяное машиностроение, 1991, № 2. — С. 38.

13. Патент України № 15583 на корисну модель "Лещата" / КузнєцовЮ.М., Хамуйєла Т.О., Яковенко С.П., МПК B23 Q 3/08,№ 200512035 від 14.12.2005 опубл. 17.07.2006, Бюл. № 7.

14. Патент України на корисну модель «Лещата». № 21917/ Кузнецов, Ю.М., Хамуйєла, Т.О., Панченко, М.М., МПК B23 Q 3/08, опубл. 10.04.2007, Бюл. № 4.

15. Patent USA No 1,059,545 “Device for obtaining intimate Contact with, engaging, or clamping bodies of any shape” /Paulin Karl Kunze. Applicated field March 21,1912. Serial No. 685,288. Patented Apr.22,1913.

В.М. Бадах, канд. техн. наук
Національний авіаційний університет,
В.В., Скиба, д-р мед. наук
НМУ імені О.О.Богомольця,
В.В. Лисиця,
Р.М. Борис, д-р мед. наук
«ПВНЗ» Київський медичний університет,
О.В. Іванько, канд. мед. наук,
М.М. Стець, д-р мед. наук
«ПВНЗ» Київський медичний університет, КНП «КМКЛ №1,
В.Ф. Рибальченко, д-р мед. наук
НУОЗ України імені П.Л. Шупика

РОЛЬ ТА ЗНАЧЕННЯ ГІДРО-СТРУМЕНЕВИХ ТЕХНОЛОГІЙ В ЛІКУВАННІ СПАЙКОВОЇ КИШКОВОЇ НЕПРОХІДНОСТІ

Вступ. Гостра спайкова кишкова непрохідність на сьогодні є одним з найбільш тяжких та росповсюджених захворювань в абдомінальній хірургії. Питома вага гострої спайкової кишкової непрохідності серед інших видів ілеуса складає від 50% до 93% та не має тенденції до зниження, що повязано з як зі збільшенням кількості оперативних втручань на органах череної порожнини так і збільшення їх об'єму [3, 4]. В останні роки з метою розділення спайкового та інфільтративного процесу черевної порожнини використовується «Скальпель гідроструменевий» який дозволяє прецезійно розділяти тканини органів без пошкодження останніх, а також очищати серозні оболонки органів без порушення цілісності останніх [1, 2].

Мета. Покращення результату хірургічного лікування хворих на гостру непрохідность кишечника з причини спайкового процесу, з використанням новітніх інноваційних технологій при розділенні злукового процесу.

Матеріали та методи. У хірургічних відділеннях кафедри хірургічних хвороб № 1, на базі КНП «КМКЛ № 1» впродовж 2006—2019 роки було шпиталізовано на стаціонарне лікування з злуковою кишковою непрохідністю 592 (100%) хворих. Із яких в контрольній групі 305 (51,52%), а в досліджуваній групі 287 (49,31%) хворих. Хірургічне лікування проведено у 314 (53.04%),

із яких в контрольній групі у 163 (27,53 %) хворих, а у досліджуваній групі у 151 (25,51%) хворого. Серед прооперованих вік пацієнтів варіював від 20 до 78 років, із яких пацієнтів чоловічої статі було 115 (36,62 %), а жіночої — 209 (63,38 %).

Результати дослідження. Причинами виникнення спайкового процесу були перенесені гнійно-запальні утворення черевної порожнини (апендицит, дивертикул Меккеля) у 72 (29,92 %) хворих; як наслідок перфорації порожнистих органів черевної порожнини (перфоративна виразка шлунка та 12 палої кишки) у 53 (16,88 %); як наслідок перенесених травматичних ушкоджень органів черевної порожнини (печінки, селезінки кишечника) у 27 (8,6 %); як наслідок перенесених операцій на органах гінекологічної (апоплексії яєчників та операцій на матці) та урологічної сфери, як наслідок операцій на печінці та жовчовивідних шляхах (холецистит різні форми), після онкологічних операцій органів червеної порожнини та малого миска, внаслідок перенесених операцій з привода гриж передньої черевної стінки — 162 (51,6 %). Інтраопераційно вивчена поширеність спайкового процесу серед 163 хворих в контрольній групі, що склала: I ступеня 32 пацієнта (10,19%); II ступеня 54 (17,18%); III ступеня 48 (15,29%); IV ступеня 29(9,24%). Натомість поширеність спайкового процесу серед 151 хворого в досліджуваній групі мала такі дані: I ступеня 29 пацієнтів (9,24%); II ступеня 51 (16,24%); III ступеня 47 (14,97%); IV ступеня 24 (7,64%). Також інтраопераційно досліджено тип злук, а також самого процесу в черевній порожнині: шнуровидні у 42 (13,37%); площинні у 70 (22,29%); павутинні у 52 (16,56%); плівчасті у 37 (11,78); змішані у 86 (27,39%); панцерні у 27 (8,60%).

В процесі хірургічного лікування — розділення спайкового процесу використовували: моно- та біполярна коагуляція, ультразвуковий скальпель (Harmonic); апарат для зварювання (LigaSure); гідроструйний скальпель. Гідроструменевий скальпель використаний для розділення спайкового процесу у 71 хворого (22.61%), що мало кращі результати як під час розділення спайок так і у близькому та відділено періоді з врахуванням якості життя.

На заключення. Таким чином встановлені переваги при використанні скальпеля гідроструменевого під час розділенні

спайкового процесу у 71 (22,61%) хворих: це перш за все простора роботи на апараті та висока селективність впливу на тканини — прецезійне розділення тканин; мінімальна травматичність тканин на шляху до патологічного осередку з відсутністю пошкоджень навколишніх тканин; під час розділення спайок є можливість пошарового препарування тканин різних за щільністю, що дозволяю повністю відділити спайку та видалити її; відсутність термічного руйнування країв розрізу та збереження довколишніх тканин — так як основний чинник це фізіологічний розчин; відсутність пошкодження нервів — візуалізація та відведення з ранового каналу, що є запорукою профілактики післяопераційного болевого синдрому; прецизійне розсічення тканин та препарування кишечника з можливістю мікропереміщень водного струменя; менший ризик виникнення ускладнень (нагноєнь), та швидше відновлення загального стану після перенесеної операції; а також скорочення часу операції та мінімізація кровотеч.

На цьому дослідження вивчення роботи гідроструменевого скальпеля не закінчилось та потребує подальшого вивчення в інших розділах хірургії.

Список використаних джерел

1. Скальпель гідроструменевий. Бадах В. М., Бочаров В. П., Скиба В. В., Іванько О. В., Зінчук О. Г., Рибальченко В. Ф.— м.Київ. АСПГП., ТОВ «НВФ «Славутич-Дельфін», — 2017, — 110 с. — навчальний посібник

2. Скальпель гідроструменевий. Бадах В. М., Бочаров В. П., Скиба В. В., Іванько О. В., Рикуніч Ю. М., Зінчук О. Г., Рибальченко В. Ф., Лисиця В. В. — м.Київ. АСПГП., ТОВ «НВФ «Славутич-Дельфін», — 2019, — 160с. — Навчальний посібник. Друге видання.

3. Скиба В.В., Рибальченко В.Ф., Іванько О.В., Лисиця В.В., Стець М.М., Козлов В.В., Бадах В.М., Бочаров В.П. / Струменевий гідроскальпель в лікуванні запальних та спайкових процесів черевної порожнини у підлітків. Шпитальна хірургія імені Л.Я.Ковальчука. 2017. №3 с.69—72.

4. Skyba V.V., Rybalchenko V.F., Ivanko A.V., Badakh V.M., Bocharov V.P. Of hydrojet scalpel in surgical treatment of inflammatory and adhesive processes in the abdominal cavity**.** Third World Congress on Public Health and Nutrition (Public Health 2018) scheduled on February 26-28, 2018 at London, UK.

УДК 621.65

С.О. Хованський, канд. техн. наук
Сумський державний університет,
І.П. Гречка, канд. техн. наук
Національний технічний університет «ХПІ»,
М.С. Свинаренко, канд. техн. наук
Харківський національний університет будівництва та архітектури

ВИБІР НОМІНАЛЬНИХ ПАРАМЕТРІВ НАСОСНОГО ОБЛАДНАННЯ ТА СПОСОБІВ ЇХ РЕГУЛЮВАННЯ

З огляду на енергетичні та економічні виклики, що постали перед Україною особливо гостро в останні роки, виникла нагальна потреба підвищення енергоефективності суспільного виробництва, і як наслідок, зменшення залежності від імпортованих енергоносіїв. Вирішення цієї проблеми потребує комплексного підходу щодо дослідження, розробки та впровадження вітчизняного наукоємного енергоспоживаючого обладнання. Невід'ємним елементом більшості промислових систем, що експлуатуються в Україні є насосні агрегати.

Найважливішими критеріями функціонування насосних агрегатів є енергоефективність та надійність, які впливають на вартість життєвого циклу. У залежності від галузі промисловості відцентрові насоси споживають від 25% до 60% електричної енергії спожитої електричними двигунами. Згідно з директивою з енергоефективності Європейського парламенту проголошено шлях на зниження енергоспоживання електрообладнанням на 20% до 2025 року. В Україні в 2019 році прийняті технічні регламенти щодо еко-дизайну водяних насосів, що передбачає індекс мінімальної ефективності (MEI) = 0,4.

При експлуатації відцентрових насосів необхідно брати до уваги, що вони відстежують опір гідравлічної мережі, який і визначає їх робочі режими. При відхиленні від робочого діапазону, на який спроектований насос, виникають додаткові втрати енергії, зумовлені появою зон зворотних течій, відривом вихорів тощо. Існує ряд технологічних систем, у яких гідравлічний опір змінюється в часі, і, як наслідок, насоси в них працюють у всьому можливому діапазоні подач. Наприклад, дослідженнями вітчизняних і зарубіжних авторів показано, що в системах подачі та розподілу води житлово-комунального господарства, насоси експлуатуються лише 9 — 25 % часу своєї роботи на режимах оптимального ККД. Таким чином, високий показник економічності насосів (паспортний ККД 75 — 85%) практично нівелюється низькою ефективністю їх роботи на гідравлічну мережу зі змінним опором.

Метою даного дослідження є підвищення енергетичної ефективності експлуатації відцентрових насосів при роботі на гідравлічну мережу зі змінним у часі опором за рахунок оптимального вибору параметрів насосів та способів їх регулювання. Для досягнення вказаної мети була розроблена модель вибору номінальних параметрів насосного обладнання та способів регулювання при його експлуатації у мережах зі змінним у часі опором.

Запропонована модель визначення оптимальної кількості насосів і їх параметрів заснована на використанні упорядкованої діаграми подачі насосів у безрозмірних координатах, що дає можливість порівняння різних варіантів організації подачі води в мережах зі змінним у часі гідравлічним опором.

Побудова таких діаграм базується на таких засадах: площа під впорядкованою діаграмою дорівнює 1, а числові значення на осі абсцис змінюються в інтервалі [0, 1]. Залежність водоспоживання від часу при застосуванні впорядкованої діаграми визначається як

$$Q(t) = a \cdot e^{b \cdot t} = \frac{b}{e^b - 1} \cdot e^{b \cdot t}$$

де a і b — коефіцієнти апроксимації, що характеризують графік добової подачі.

На основі подання впорядкованих діаграм водопостачання в безрозмірних координатах встановлені діапазони застосування різних видів регулювання від значення ступеня нерівномірності подачі насоса b. Аналіз залежності відносного енергоспоживання N від ступеня нерівномірності подачі насосної станції b при різних способах регулювання (рисунок 1) свідчить, що одним насосом можна ефективно забезпечувати водопостачання зі ступенем нерівномірності b = 0—0,46, за допомогою частотного регулювання привода — b = 0,46—1,18, за допомогою ступеневого регулювання — b = 1,18—5.

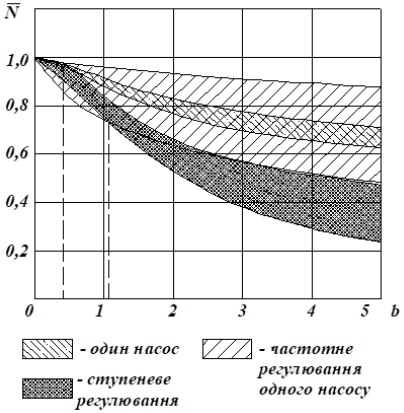


Рисунок 1 — Залежність відносного енергоспоживання N від ступеня нерівномірності подачі насосної станції b при різних способах регулювання

Список використаних джерел

1. Хованський, С.О. Робота динамічних насосів в умовах існування змінного в часі опору зовнішньої мережі / С.О. Хованський // Промислова гідравліка і пневматика. — 2009. — №3 (25). — С. 56—59.

2. ImprovingtheTechnicalLevel of Hydraulic Machines, Hydraulic Units and Hydraulic Devices using a Definitive Assessment Criterion at the Design Stage / P. Andrenko, I. Hrechka, S. Khovanskyi, A. Rogovyi, M. Svynarenko // Journalof Mechanical Engineering. — Vol. 18(3), P. 57—76 (2021).

3. Rogovyi A. Optimal design of vortex chamber pump / A. Rogovyi, V. Korohodskyi, S. Khovanskyi, I. Hrechka, Y. Medvediev //

JournalofPhysics: Conference Series. XVI International Scien-?ificandEngineering Conference Hermetic Sealing, Vibration Reliability and Ecological Safety of Pump and Compressor Machinery — HERVICON+PUMPS-2020, 8—11 September 2020. — 1741. — P. 012018 (2021).

УДК517.923 : 621.317.727.2

Р.О. Путятін,
Т.А. Дунаєва, канд. фіз.-мат. наук
Національний технічний університет України
«Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»

РІВНЯННЯ ФУНКЦІОНАЛЬНОГО БАГАТООБЕРТОВОГО ПОТЕНЦІОМЕТРА

Потенціометри широко застосовують у якості як давачів, так і керувальних пристроїв. Серед інших значних переваг можна виділити можливість отримати нелінійну статичну характеристику без обчислень під час роботи пристрою. Деякі доступні для придбання пристрої наведено в [1, 2]. Всі вони є обертовими потенціометрами. Хоча точна внутрішня будова невідома, імовірно, що контактна щітка рухається впоперек витків провідника (для типів із обмоткою).

Нехай обмотка має форму гвинтової лінії зі змінним радіусом (наприклад, конічної гвинтової лінії), і щітка рухається уздовж неї. Нехай φ — це кут повороту точки на провіднику в циліндричних координатах. Якщо один з кінців обмотки має кутову координату φ = 0, то можна визначити функцію $l(\varphi)$ залежності довжини обмотки l від кута повороту φ. Довжину рахуємо від початку дроту до даної точки на ньому.

Задачею є створення функціонального багатообертового потенціометра зі статичною характеристикою, що задана наперед відомою функцією $l(\varphi)$.

Виведемо рівняння, яке описує такий потенціометр. Гвинтову лінію задано наступною системою рівнянь [3, 4]:

$$\begin{cases} x = r(\phi)\cos\phi \\ y = r(\phi)\sin\phi \\ z = b\phi \end{cases}$$

Тут (*x*,*y*,*z*) є декартовими координатами точки, *r*(φ) змінним радіусом точкиу циліндричних координатах, φ кутом повороту відносно початку відліку, *b*ненульовою константою.

Для нескінченно малого елементу криивої *dl*, за теоремою Піфагора, запишемо:

$$dl^2 = dx^2 + dy^2 + dz^2 = \left(\left(\frac{dx}{d\phi}\right)^2 + \left(\frac{dy}{d\phi}\right)^2 + \left(\frac{dz}{d\phi}\right)^2\right) d\phi^2$$

Після обчислення похідних у дужках ми отримаємо наступне рівняння:

$$\left(\frac{dr}{d\phi}\right)^2 + r^2 = \left(\frac{dl}{d\phi}\right)^2 - b^2 \qquad (1)$$

або, в явній формі

$$\frac{dr}{d\phi} = \pm\sqrt{\left(\frac{dl}{d\phi}\right)^2 - b^2 - r^2} \qquad (2)$$

Рівняння (1) дозволяє знайти *r*як функцію φ і задовольнити поставлені умови.

Наступна теорема є частинним випадком загальної теореми існування та єдиності розв'язку диференційних рівнянь першого порядку, наведеної в [5]. Також вона спирається на фізичне трактування задачі, тому функцію *l*(φ) вважаємо неперервною та диференційовною, а область *D* підмножиною додатних дійсних чисел. Нарешті, потрібно враховувати обмеження, накладені на початкові умови через квадратний корінь:

$$\left(\frac{dl}{d\phi}\right)^2_{\phi=\phi_0} > r_0^2 + b^2 \qquad (3)$$

Надалі права частина рівняння (2) позначена через *f*(φ, *r*).

Теорема 1 (критерій існування та єдиності розв'язку рівняння (2))

Нехай $D = (\varphi_0 - \Delta\varphi\ ;\ \varphi_0 + \Delta\varphi)\times(r_0 - \Delta r\ ;\ r_0 + \Delta r) \subset R_+$. Якщо (3) та умова Ліпшица

$$|f(\phi, r_1) - f(\phi, r_2)| \le N|r_1 - r_2|$$
$$\forall (\phi, r_1), (\phi, r_2) \in D,$$

$N \in \mathbb{R}$ — константа

виконані, тоді рівняння (2) з фіксованим знаком правої частини має єдиний розв'язок $r = \overline{r}(\phi)$ в φ_0 — $H \le \varphi \le \varphi_0 + H$, що задовольняє початкові умови$\overline{r}(\phi_0) = r_0$, де

$$H < \min\left(\Delta\phi, \frac{\Delta r}{M}, \frac{1}{N}\right),$$
$$M = \max_{f(\phi, r) \in D} f(\phi, r)$$

Висновки. Теорема 1 дозволяє застосовувати стандартні числові методи для розв'язання рівняння (2) з майже довільною функцією $l(\varphi)$, яка може виникнути в інженерних задачах. В той же час, функція $r(\varphi)$, отримана таким чином, буде строго монотонною.

Список використаних джерел

1. Meditronic. Non-linear potentiometer catalog — [Electronic source]: https://www.meditronik.com.pl/doc/bourns/syp078085.pdf

2. Direct Industry. Multi-turn position sensor — [Electronic source]:https://www.directindustry.com/prod/caldaro-ab/product-36354-2205409.html

3. Wolfram MathWorld. Helix — [Electronic source]: https://mathworld.wolfram.com/Helix.html

4. Encyclopedia of Mathematics. Helical line— [Electronic source]: https://encyclopediaofmath.org/wiki/Helical_line

5.Эльсгольц Л.Э. Дифференциальные уравнения и вариационное исчисление/ М.:Эдиториал УРСС, 2000. — 320 с.

УДК 621.0

І.І. Верба, канд. техн. наук
Національний технічний університет України
«Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»

КЛАСИЧНЕ ПИТАННЯ: «ЩО РОБИТИ?»

Вже не перший рік точаться розмови про занепад машинобудування взагалі та верстатобудування зокрема (виробництво засобів виробництва). За даними державної служби статистики [1] деіндустріалізація країни продовжується.

Останнім часом лунають вимоги щодо того, що треба врешті-решт звернути увагу на проблеми промисловості, а саме — на стан наших заводів, а також на проблеми технічної освіти та підготовки спеціалістів.

Пріоритетним для України є розвиток підприємств харчової промисловості. Саме вони виявляють в першу чергу зацікавленість (біля 50 % зацікавлених) в інноваційних пропозиціях, які може й не відповідають у повній мірі сучасним високим технологіям (хай-тек: англ. high technology, high tech, hi-tech), але містять електроніку, робототехніку, тощо. Інноваційні розробки українських вчених та фахівців-професіоналів, які виконуються дуже часто за власною ініціативою за мінімальної допомоги держави або взагалі її відсутності, не використовуються внутрішнім ринком в належній мірі. Одна з причин саме та „власна ініціатива“ замість замовлення підприємства і недостатня інформаційна активність. Десь третина наших інноваторів працює на інші країни.

Якщо говорити про верстатобудування, то воно аж ніяк не належить для пріоритетних галузей, економічні фактори (заробітна плата, матеріальні стимули) на низькому рівні, налагоджена система кооперацій та поставок переважно розпалася, інформація про світові досягнення обмежується інтернет-джерелами, а це зовсім не одне й те саме, що відвідування передових підприємств чи міжнародних виставок, спілкування з фахівцями, до того ж мається на увазі за межами України, бо в самій Україні підприємств, які можуть дати поштовх технічному мисленню фахівців вкрай мало. Та й пересічний працівник, наприклад, галузі вищої освіти просто має уявлення про стан заводів на базі випадкових розмов.

А яку екскурсію для студентів з ознайомленням із сучасним обладнанням можна організувати, наприклад, у Києві?Я особисто можу назвати хіба що кілька підприємств.

Будь-яка галузь промисловості, пов'язана тим чи іншим чином з машинобудуванням, з обробкою матеріалів та відповідним обладнанням стикається з нагальною потребою забезпечити ефективну діяльність конструкторів: чи то розробка нового обладнання, чи то осучаснення існуючого. А як підготувати такого спеціаліста навіть з дуже старанного студента в умовах відсутності інтеграції науки, освіти, бізнесу і виробництва, в умовах відсутності сучасної лабораторної бази у ЗВО та вилученні виробничої практики на підприємствах?

Я вважаю,що для України конче необхідно мати координуючий центр, який на державному рівні займався б стратегічними питаннями відродження й подальшого розвитку підприємств машинобудування, а це практично неможливо без відродження власного верстатобудування, при тому зовсім на іншому рівні, ніж тіпідприємства, які припинили свою діяльність[2], можливо, зосередитись на виробництві модульних вузлів (згадаємо успіх Одеського заводу фрезерних верстатів!). В будь-якому разі необхідним є наукове прогнозування та грамотне дослідження ринку щодо потреб у продукції,яку ми плануємо випускати на тих відроджених чи оновлених підприємствах,при тому взаємозв'язаний аналіз в межах держави, а не окремого підприємства. Повинна бути розроблена концепція відновлення розвитку машинобудування з максимально можливим використанням новітніх технологій та обладнання бажано вітчизняного виробництва. І ні в якому разі цією діяльністю не повинні займатися випадкові люди й чиновники: тільки фахівці з креативним мисленням (про це можна мріяти!) та досвідом роботи у відповідній галузі.

Список використаних джерел

1. Скаршевський, В. Госстатистика подтверждает: деиндустриализация продолжается.— URL: https://bit.ly/3gfpxmL

2. Верба, І.І., Даниленко, О.В., Вегерук, Р.В. Виробництво засобів виробництва — умова незалежності країни: аксіома // Матеріали VII міжнародної науково-практичної конференції "Сучасні технології промислового комплексу — 2021", випуск 7. — Херсон: ХНТУ, 2021. — 269 с. — с. 46—50.

УДК 621.692.3

Л.Г. Волянська, канд. техн. наук,
Г.М. Нікітіна,
І.Г. Бабічев
Національний авіаційний університет

ОЦІНКА ДОЦІЛЬНОСТІ ВИКОРИСТАННЯ ДЕТАНДЕР-ГЕНЕРАТОРНИХ УСТАНОВОК НА ГАЗОРОЗПОДІЛЬНИХ СТАНЦІЯХ

Скорочення втрат енергії на всіх стадіях технологічного процесу при транспорті природного газу є одним із пріоритетних завдань газотранспортної галузі. Об'єкти системи магістральних газопроводів у своєму розпорядженні мають великі об'єми вторинних енергоресурсів (ВЕР). В якості ВЕР можна розглядати не тільки теплоту вихлопних газів газотурбінних приводів, але і енергію, що втрачається під час дроселювання природного газу. Кількість газу, що надходить споживачам через ГРС і ГРП, досягає декількох млрд $м^3$ за рік і при дроселюванні втрати енергії можуть скласти багато десятків млрд кВт·год на рік. Тому застосування детандер-генераторних агрегатів (ДГА) для технологічного зниження тиску газу, що транспортується, є однією з енергозберігаючих технологій виробництва електроенергії. Використання ДГА може підвищити як автономність самих станцій, так і загальну ефективність роботи всієї газотранспортної системи.

У типовій схемі газорозподільної станції зниження тиску відбувається в дросельних пристроях і є причиною втрати потенційної енергії потоку. При включенні детандерних установок в технологічні цикли редукування газу на ГРС і ГРП (рисунок1) [1] електроенергія виробляється за рахунок використання потенційної енергії природного газу на стадії його редукування від тиску в магістральному газопроводі, 3,0-7,5 кгс/см2, до тиску в газорозподільній мережі, 1-12 кгс/см2.

Висока енергетична ефективність детандер-генераторних агрегатів визначається, в першу чергу, тим, що детандер не є теплової машиною, в ДГА майже вся підведена до нього теплота (за винятком механічних втрат) може бути перетворена в

електричну енергію. Одночасно з отриманням електричної енергії можливе отримання теплоти різних температурних рівнів (високотемпературної для обігріву і низькотемпературної для створення холодильних установок і систем кондиціонування), що утворюється при роботі ДГА.

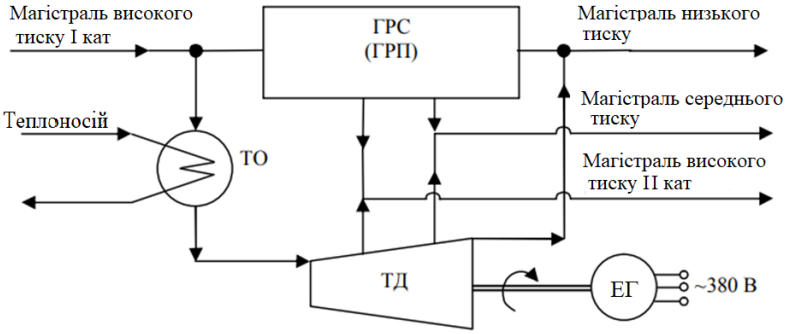


Рисунок 1.Технологічна схема ГРС з ДГА

Оцінюючи можливості отримання електричної потужності шляхом спрацьовування надлишкового тиску природного газу в ДГА необхідно враховувати, що ефективність використання і потужність турбодетандера визначається не тільки тиском і витратою газу, а й початковою абсолютною температурою природного газу перед ним. Також слід враховувати, що споживання природного газу протягом року характеризується нерівномірністю [2].

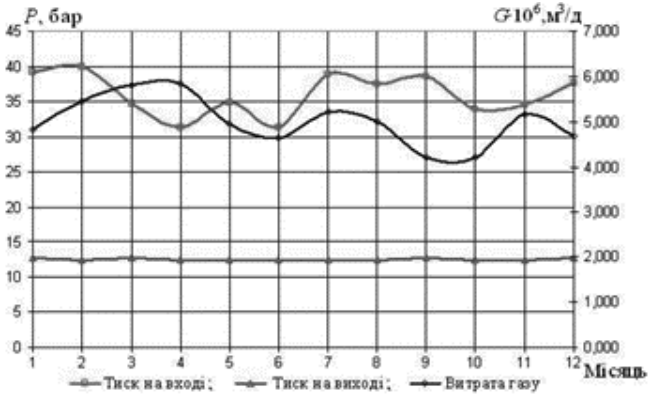


Рисунок 2 — Сезонні зміни навантаження на ГРС-1 м. Запоріжжя

Зміну параметрів газу в залежності від сезону року та інтенсивності споживання, наведено на рис. 2 [3] на приклади ГРС-1, м. Запоріжжя. Температура природного газу, що надходить до кінцевих споживачів має становити не нижче 5°С. При роботі ДГА газ перед детандером повинен бути підігрітий до такої температури, щоб на виході з детандера температура була не нижче точки роси (-10°С — -15°С), що пов'язано із забезпеченням нормальних умов роботи як самого детандера, так і газових трубопроводів. Тому для застосування турбодетандера необхідна наявність джерел тепла для підігріву природного газу на вході в турбодетандер. При відсутності на ГРС джерел теплових вторинних енергоресурсів підігрів газу здійснюється з використанням первинного енергоносія, що знижує ефективність утилізації енергії залишкового тиску.

Вибір і оптимізація схеми підігріву газу в ДГА є однією з основних задач при прийнятті рішення про доцільність використання ДГА, так як показники системи підігріву газу суттєво впливають на експлуатаційні витрати ДГА і, як наслідок, на собівартість виробленої ДГА електроенергії. Ресурсний потенціал стисненого газу визначається наступними параметрами: тиском газу на вході і виході, ккд турбодетандера і генератора; витратою газу і термодинамічними характеристиками газу.

Питомий загальний вихід ВЕР надлишкового тиску в разі його корисного використання для отримання електричної енергії за допомогою ДГА, визначається потужністю (тобто кількістю роботи, що знімається з вала генератора в одиницю часу).

Наявна потужність ГРС (ГРП):

$$Np = G\Delta h\eta_т\,\eta_г$$

де G — масова витрата газу через ГРС (ГРП), кг/с; Δh — перепад ентальпій при адіабатичному процесі розширення газу в турбодетандері, кДж/кг, $\eta_т$ і $\eta_г$ — ккд турбодетандера і генератора.

Проведено розрахунок температури на виході з агрегату в залежності від температури на вході, отримано залежність питомої технічної роботи адіабатного розширення газу від температури підігрівання газу перед ДГА для різних значень перепаду тисків. Результати розрахунку представлено на рисунках 3 і 4.

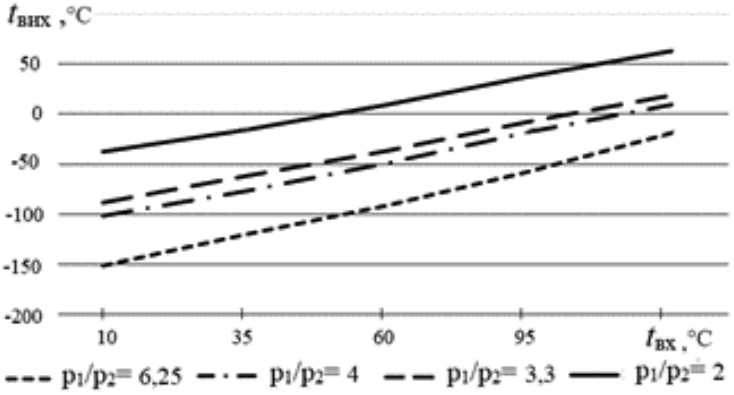


Рисунок 3 — Залежність температури газу на виході від температури на вході в турбодетандер

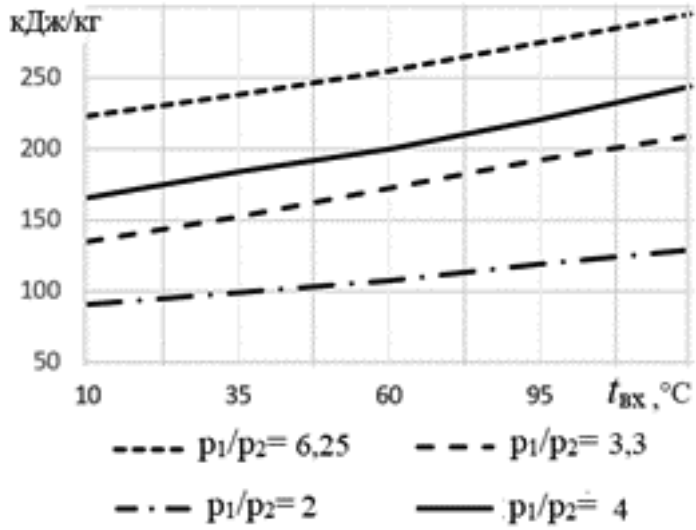


Рисунок 4 —. Залежність питомої роботи турбодетандера від температури газу на вході

З термодинамічної точки зору редукування газу в ДГА з одноступеневим підігрівом перед турбодетандером до температур 107°С, 120°С, 140°С за перепадом тиску 4,0/1,2 МПа може бути рекомендовано за наявності істотних джерел надлишкової

теплоти (наприклад ТЕС, викидні гази ГТУ тощо) і (або) споживача холоду.

Для ГРС з перепадом тиску 7,5/1,2 МПа і витратами газу, що розглядаються в роботі, може бути запропоновано двоступеневе редукування з проміжним підігрівом.

Розрахунок підтвердив, що при підігріванні природного газу на вході в турбодетандер до 60 і 95 °С його потужність зростає лише на 14,0 і 23,5% відповідно, в порівнянні з варіантом, коли температура газу на вході становить 10°С. За результатами розрахунку потужність турбодетандера зростає непропорційно витраченої на підігрів природного газу теплової енергії.

Використання турбодетандерів на газорозподільних станціях є перспективним ресурсозберігаючим заходом. Введення турбодетандерної установки в технологічну схему ГРС не вимагає значних витрат, оскільки ДГА є вироб, що складається з декількох вузлів (блоків) заводської готовності, що передбачають прискорений монтаж і проведення пуско-налагоджувальних робіт.

Список використаних джерел

1. Шубенко А. Л., Сарапин В. П., Сенецкий А. В., Пащенко Н. В. Многоступенчатый осевой утилизационный турбодетандер для работы с потребителями газа разных давлений / Вісн. Нац. техн. ун-ту «ХПІ»: Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати: Харків: НТУ «ХПІ»,— № 42 (948). 2016. — С. 17—22.

2. Схема теплопостачання міста Запоріжжя. Пояснювальна записка ЕС3.031.097.01. https://zp.gov.ua/upload/content/o_1c7mo50ba1cq81dvf1eud1i1a5l24k.pdf

3. НАК «Нафтогаз України» Режим доступу: http://www.naftogaz.com/www/3/nakweb.nsf/0/74B2346ABA0CBC69C22570D80031A365?

УДК 621.45:629.7.026.55 (043.5)

О.В. Жорник
Державне підприємство «Івченко-Прогрес»

ПЕРСПЕКТИВНІ НАПРЯМИ УДОСКОНАЛЕННЯ ТУРБОГВИНТВЕНТИЛЯТОРНИХ ДВИГУНІВ

Розробка перспективних магістральних та транспортних літаків, як правило, включає в себе оптимізацію основних параметрів літальних апаратів для досягнення найкращих показників технічної досконалості, а саме досягнення високої паливної ефективності та інших характеристик.

Подальше вдосконалення авіаційних двигунів асоціюють з можливістю не тільки впровадження нових конструкційних матеріалів, нових технологій виготовлення, а також перспективних конструктивних схем, таких як турбогвинтовентиляторний двигун та відкрий ротор.

Проблема досягнення високої паливної ефективності для визначеної потужності силової установки магістральних та транспортних літальних апаратів не може успішно вирішуватися без детального аналізу і мінімізації всіх складових втрат та досягнення максимальної ефективності і мінімізації акустичного випромінювання та шкідливих викидів силової установки.

Ретельне вивчення зазначених питань із залученням розрахункових методів дозволяє відшукати деякі додаткові можливості щодо підвищення ефективності силової установки.

Відомі турбогвинтовентиляторні двигуни з кільцевою формою вхідного отвору для повітря, що розташовані безпосередньо за гвинтовентилятором [1].

Слід зазначити, що питома витрата палива авіаційного газотурбінного двигуна залежить, в тому числі, від втрат повного тиску повітря у вхідному пристрої. Тиск в зоні за гвинтовентилятором змінюється уздовж його діаметра. Причому біля втулки гвинтовентилятора через збурення, що вносяться корінною частиною лопатей, тиск найменшим, що є небажаним.

Недоліком такого вхідного пристрою є те, що повітря подається в канал із зони, що розташована безпосередньо за корінною

кромкою лопатей. Втрати тиску повітря в каналі підведення повітря є причиною зниження економічності двигуна. Зниження втрат повного тиску у вхідному пристрої перед компресором є одним з актуальних завдань, тому що таки втрати призводять до зменшення тяги, збільшення питомої втрати палива, а нерівномірність потоку на вході в двигун є причиною нестійкої роботи компресора двигуна.

Саме тому перспективним напрямом удосконалення силової установки з турбогвинтовентиляторним двигуном є розробка заходів та способів удосконалення параметрів та ефективності дозвукового вхідного пристрою шляхом визначення факторів, що найбільш впливають на основні параметри і ефективність силової установки.

Ефективність роботи вхідного пристрою силової установки, в основному, оцінюється за допомогою коефіцієнту відновлення повного тиску вхідного пристрою [2]:

Коефіцієнтом відновлення повного тиску вхідного пристрою є відношення повного тиску на виході із вхідного пристрою повного тиску незбуреного потоку перед силовою установкою. Коефіцієнт відновлення повного тиску характеризує втрати повного тиску при підведенні повітря до двигуна. Чим більше коефіцієнт відновлення повного тиску вхідного пристрою, тим вище, при заданому режимі польоту, степінь підвищення тиску у вхідному пристрої і більша витрата повітря через двигун.

Значення коефіцієнту відновлення повного тиску має суттєвий вплив на питому витрату палива та питому потужність двигуна.

Так, наприклад, на режимі максимальної тривалості (МТ) роботи силової установки при швидкості польоту $M_{п} = 0{,}4313$ на висоті $H_{п} = 4367{,}27$ м , зниження коефіцієнту відновлення повного тиску у вхідному пристрої на 1% призводить до збільшення питомої витрати палива на 0,6% (див. рис. 1.) та зменшення тяги двигуна на 1,2% (див. рис. 2).

При дозвукових швидкостях польоту стиснення повітря у вхідному пристрої за рахунок швидкісного напору супроводжується незначними втратами на тертя і вихроутворення.

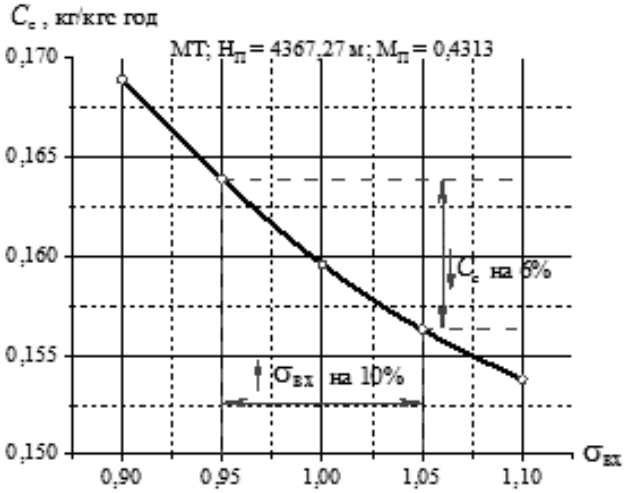


Рисунок 1 — Залежність питомої витрати палива від коефіцієнту відновлення повного тиску вхідного пристрою

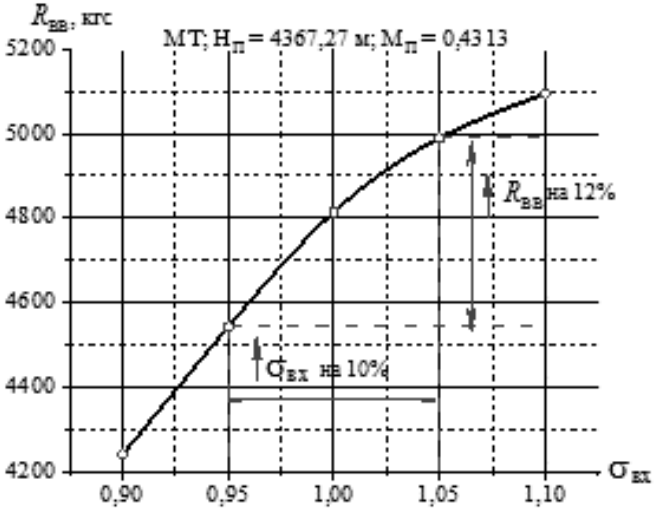


Рисунок 2 — Залежність тяги двигуна від коефіцієнту відновлення повного тиску вхідного пристрою

Характеристики вхідного пристрою отримані методом математичного моделювання газодинаміки потоку за співвісним гвинтовентилятором і в дозвуковому кільцевому вхідному пристрої силової установки з турбогвинтовентиляторним двигуном із застосуванням сучасних програмних засобів моделювання типу ANSYS CFX шляхом рішення системи рівнянь Нав'є-Стокса з використанням стандартної моделі турбулентної в'язкості SST (Shear Stress Transport) Gamma Theta Transition.

За результатами аналізу напрямів удосконалення ефективності і економічності турбогвинтовентиляторного двигуна та основних параметрів, що визначають ефективність вхідного пристрою, особливостей впливу на вхідний пристрій гвинтовентилятора, можливо зробити висновок, що аеродинамічне вдосконалення форми обичайки, форми проточної частини, мінімізація кількості силових стойок та їх хорди, винесення корінної частини лопаті на рівень обичайки є ефективними шляхами вирішення даної проблеми.

Список використаних джерел

1. Інтеграція авіаційних силових установок літальних апаратів: Підручник / Ю.М. Терещенко, М.С. Кулик, В.В. Панін та ін. За ред. Ю.М. Терещенка. — К.: Вид-во Нац. авіац. ун-ту «НАУ-друк», 2009. — 344 с.

2. Нечаев Ю.Н., Федоров Р.М., Котовский В.Н., Полев А.С. Теория авиационных двигателей, часть 1. /Под редакцией Ю.Н. Нечаева. — М.: Изд. ВВИА им. проф. Н.Е. Жуковского, 2012.

УДК 621.694.2:629.3.082.3(043.3)

К.І. Капітанчук, канд. техн. наук
Національний авіаційний університет

ЕКОНОМІЧНА ДОЦІЛЬНІСТЬ ВИКОРИСТАННЯ НАДЗВУКОВОГО ГАЗОВОГО ЕЖЕКТОРА ЯК ДОТИСКУВАЛЬНОГО СТРУМИННОГО КОМПРЕСОРА

Сучасні АГНКС спроможні виконувати заправку автомобілів природним газом в межах встановленого діапазону тиску — від моменту їх вмикання p_{max} в роботудо моменту мінімального тиску в газовій мережі p_{min}**.** З метою збільшення діапазону роботи АГНКС в умовах низького тиску в газових мережах та зменшення часу на заправку автомобілів в цих умовах запропоновано використовувати дотискувальний струминний компресор на вході до блоку компресорних установок [1, 2, 4].

В умовах постійного зростання ціни на природний газ та електричну енергію, постійної зміни співвідношення між цінами на ці енергоресурси, визначити економічну доцільність використання надзвукового газового ежектора як дотискувального компресора АГНКС досить важко. Тому економічна оцінка доцільності використання надзвукового газового ежектора для АГНКС виконана в порівнянні норм витрат природного газу та електричної енергії на кожну 1000 м^3 природного газу, відпущеного на заправку автомобілів.

Норми питомих витрат паливно-енергетичних ресурсів встановлюються окремо за кожним типом АГНКС на кожний вид ресурсу (природний газ та електроенергію) та визначаються відповідно до вхідного тиску природного газу на вході до станції.

Одиницями виміру норм питомих витрат паливно-енергетичних ресурсів в залежності від виду є:

- м^3 природного газу, який споживається на кожну 1000 м^3 природного газу, відпущеного на заправку автотранспорту;

- кВт/год електричної енергії, яка споживається на кожну 1000 м^{3}природного газу, відпущеного на заправку автотранспорту;

- кВт/год електричної енергії, що споживається для загальностанційних потреб на кожну календарну годину роботи АГНКС.

Визначення витрат природного газу та електричної енергії на опалення АГНКС виконано відповідно до методикою [3] нормування витрат теплової енергії на об'єктах ДК «Укртрансгаз».

Величини фактичних питомих витрат природного газу визначались по кожній АГНКС на підставі щоденних фактичних звітних даних про кількість газу, що надійшла на АГНКС, була відпущена на заправлення автомобілів та витрачена на опалення АГНКС.Проведено розрахунки норм питомих витрат природного газу та електричної енергії під час експлуатації для сучасних АГНКС:

- АГНКС потужністю 250 заправок за добу з компресорними установками типу 4ГМ2,5-1,8/5-250 та 4ГМ2,5-1,2/10-250 вітчизняного виробництва АТ «Сумське машинобудівне НВО»;

- АГНКС потужністю 500 заправок за добу з компресорними установками типу 2ГМ4-1,3/12-250 виробництва РФ;

- АГНКС потужністю 500 заправок за добу з компресорними установками типу 2BVTN/3 італійської фірми "Nuovo-Pignone";

- АГНКС потужністю 500 заправок за добу з компресорними установками типу 4HR3KN200/210-5-249WLK виробництва Німеччини.

Результати розрахунків представлено на рисунках 1 та 2.

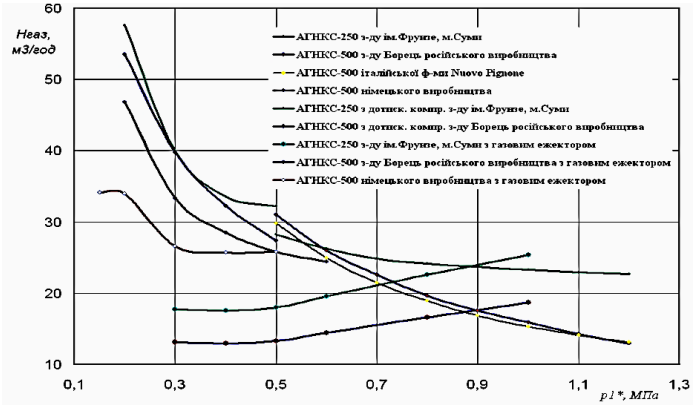


Рисунок 1 — Залежність норм питомих витрат газу для сучасних АГНКС з використанням надзвукових газових ежекторів

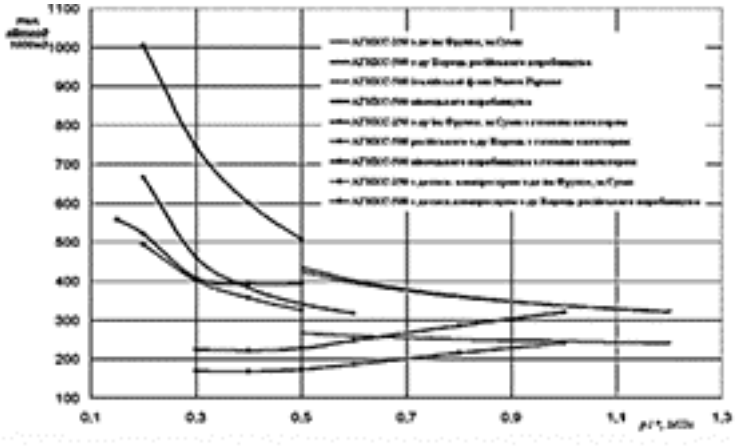


Рисунок 2 — Залежність норм питомих витрат електроенергії для сучасних АГНКС з використанням надзвукових газових ежекторів

При вмиканні в роботу газових ежекторів на АГНКС-250 заводу ім. Фрунзе та на АГНКС-500 заводу Борець російського виробництва при тиску на вході в 1 МПа виникає незначне (до 10%) підвищення норм питомих витрат газу у зв'язку з необхідністю відбирання газу з акумуляторів на вхід в компресорну установку через надзвукове сопло газового ежектора.

Але в подальшому при зменшенні тиску в газовій мережі питомі норми витрати газу зменшуються, стабілізуючись на мінімальному рівні в діапазоні величин вхідного тиску на вході до 0,3...0,5 МПа.

У цьому діапазоні АГНКС-250 виробництва заводу ім. Фрунзе та АГНКС-500 заводу Борець російського виробництва без дотискувальних компресорів працювати не можуть. Якщо надзвукові газові ежектори для цих станцій включити в роботу при тиску на вході в 0,9 МПа, то збільшення норм витрат природного газу не буде.

У порівнянні з дотискувальними компресорами норми питомих витрат газу для АГНКС-250 виробництва заводу ім. Фрунзе в діапазоні величин вхідного тиску на вході до 0,3—0,5 МПа зменшуються у 1,7—2,3 рази, а для АГНКС-500 заводу Борець російського виробництва — у 2—3 рази.

При зменшенні тиску в газовій мережі питомі норми витрати електроенергії для АГНКС-250 виробництва заводу ім. Фрунзе та на АГНКС-500 заводу Борець російського виробництва також зменшуються, стабілізуючись на мінімальному рівні в діапазоні величин вхідного тиску на вході до 0,3—0,5 МПа.

В порівнянні з дотискувальними компресорами норми питомих витрат електроенергії для АГНКС-250 виробництва заводу ім. Фрунзе при використанні надзвукових газових ежекторів в діапазоні величин вхідного тиску на вході 0,3...0,5 МПа зменшуються у 1,9—3 рази, а для АГНКС-500 заводу Борець російського виробництва — у 2,2—4 рази.

Зазначимо, що використання надзвукових газових ежекторів для вказаних станцій можливе лише до граничного зменшення тиску на вході в 0,3 МПа. При подальшому зменшенні тиску станції зупиняться з причини досягнення мінімальної граничної продуктивності.

Використання надзвукового газового ежектора в технологічній схемі АГНКС-500 італійської фірми *Nuovo-Pignone* дає змогу використовувати станцію при зменшенні тиску на вході до 0,3 МПа при значній економії природного газу і електроенергії.

Список використаних джерел

1. Капітанчук, К.І., Овсянкін, В.В., Бикова, О.Г., Оніщенко, С.П. Надзвуковий дотискуючий газовий компресор // Патент на винахід за №20040402810 від 16.04.2004 р.

2. Кулик, М.С., Капітанчук, К.І., Греков, П.І., Оніщенко, С.П., Бикова, О.Г. Стабілізація тиску на вході в компресорну енергетичну установку за допомогою газового ежектора // Промислова гідравліка і пневматика — №2. —2005. — С. 17—20.

3. Методика розрахунку норм витрат паливно-енергетичних ресурсів на експлуатацію АГНКС потужністю 500 та 250 заправок за добу на основі індивідуальних норм // Національна Акціонерна Компанія Нафтогаз України. Дочірня Компанія Укртрансгаз. —2002. — 24 с.

4. Тарасенко, Т.В. Кавітаційне витікання рідини через дросельний пристрій / Т.В. Тарасенко, В.М. Бадах. — Mechanicsand Advanced Technologies 3 (81), 2017. — С. 82 — 91

УДК 621.694.2:629.3.082.3(043.3)

М.П. Андріїшин, канд. техн. наук,
К.І. Капітанчук, канд. техн. наук
Національний авіаційний університет

СУЧАСНИЙ СТАН ПЕРЕХОДУ ОБЛІКУ ПРИРОДНОГО ГАЗУ В ЕНЕРГЕТИЧНІ ОДИНИЦІ

Приєднавшись до умов Договору про заснування Енергетичного Співтовариства, а також підписавши Угоду про асоціацію між Україною та Європейським Союзом, Україна взяла на себе зобов'язання з імплементації актів законодавства Енергетичного Співтовариства у сфері енергетики та інтеграції до європейських енергетичних ринків. В рамках цих зобов'язань у 2015 р. було прийнято Закон «Про ринок природного газу» та низку підзаконних актів, якими започатковано масштабні реформи у газовій галузі України.

Одним з ключових аспектів проведення реформи ринку природного газу є запровадження використання енергетичних одиниць при розрахунках за природний газ, що продиктовано Директивами Європейського Парламенту та Ради 2012/27ЄСпро енергоефективність та 2009/73/ЄС про спільні правила внутрішнього ринку природного газу, а також Регламентами Європейського Парламенту та Ради715/2009 щодо умов доступу до мереж транспортування природного газу та 703/2015 щодо встановлення мережевого кодексу для внутрішнього управління та правил обміну даними.

На цей час в Україні та країнах Європейського Союзу діють різні підходи щодо обліку природного газу. Облік природного газу в Україні здійснюється у кубічних метрах, натомість в країнах ЄС облік природного газу здійснюється в одиницях енергії.

При цьому, вже на сьогодні існують певні адміністративні труднощі та правові колізії при оформленні імпортованого природного газу із країн ЄС при його закачуванні до газосховищ у режимі митного складу, оскільки газ з Європи заходить на

митний кордон України в обсягах енергії (кВт год), а потім, розрахунковим шляхом, визначається в кубічних метрах[1, 2].

Так, функціонування одночасно обліку газу під час приймання природного газу від європейських операторів газотранспортних систем в енергетичних одиницях та у ході транспортування газу споживачам України в об'ємних одиницях, створює незручності та розбаланси щодо даних та перешкоди на шляху розвитку ринку природного газу в Україні та його інтеграції до Європейського газового ринку.

Окремо слід зазначити, що основною метою переходу ринку природного газу України на облік та розрахунки в енергетичних одиницях є забезпечення захисту прав споживачів, зокрема:

запровадження визначення вартості газу, виходячи з показників його якості як товару (розрахунки споживача за об'єм газу нівелюють права споживача не сплачувати за неякісний газ або сплачувати його меншу вартість, оскільки по регіонах України в один і той же час якість газу за параметрами його енергії є різною. Більш того, якість газу в одному і тому ж газопроводі може змінитися в залежності від його маршруту (родовища, технологічного режиму, тощо). При цьому, споживачі України сплачують за газ як товар всі однаково, незалежно від його якісних характеристик);

підвищення рівня енергоефективності за рахунок участі споживача в управлінні власним енергоспоживанням, у т. ч. через аналіз/ порівняння спожитих обсягів газу в одиницях енергії з альтернативними видами енергії (введення енергетичних одиниць зробить прозорою і зрозумілою ефективність використання природного газу у порівнянні з іншими енергоносіями (електроенергія, тепло), а також дозволить швидше і точніше оцінювати результати інвестування в енергетичну ефективність).

Задля вирішення зазначених проблем, з 01 квітня 2021 року Енергетична митниця Державної митної служби України почала декларування природного газу, що зберігається в ПСГ в режимі «Митний склад», виключно в одиницях енергії (кВт. год).

Разом з тим, у Верховній Раді України зареєстровано проект Закону від 16.12.2019 № 2553 «Про внесення змін до деяких законодавчих актів України щодо запровадження на ринку

природного газу обліку та розрахунків за обсягом газу в одиницях енергії», що передбачає перехід на облік в одиницях енергії.

Зазначений законопроект пройшов обговорення в профільному комітеті ВРУ та очікує на друге читання.

Проектом Закону передбачається надання права Кабінету Міністрів України приймати рішення про перехід на розрахунки та балансування на ринку природного газу під час транспортування, зберігання, розподілу, видобування, купівлі-продажу, постачання та споживання природного газу, у тому числі здійсненні митного контролю та митного оформлення під час переміщення природного газу через митний кордон України, в одиницях енергії.

Також, буде забезпечено інформування споживача про його спожитий обсяг теплової енергії із розрахунку одиниці вимірювання кіловат-година (кВт год), в якості додаткової інформації в платіжних документах за послуги постачання теплової енергії.

Крім того, на даний час, Національною комісією, що здійснює державне регулювання у сферах енергетики та комунальних послуг розроблено методику щодо переведення об'єму газу в обсяг енергії на випадок, якщо вузол обліку споживача (іншого суб'єкта ринку природного газу) не забезпечує вимірювання в енергетичних одиницях, а вимірює його в метрах кубічних, яка вже є діючою та включена до Кодексу газорозподільних систем, що затверджений постановою НКРЕКП від 30.09.2015 N 2493.

Також, на сьогодні «Оператор газотранспортної системи» та оператори газорозподільних систем вже забезпечують актуалізовані дані щодо всіх можливих маршрутів природного газу з прив'язкою до них споживачів. Більш того, зазначені оператори вже зараз додатково інформують своїх споживачів про їх обсяг споживання газу в одиницях енергії.

Таким чином, в Україні вже створено низку передумов для переходу на облік природного газу в одиницях енергії, що сприятиме сталому розвитку вітчизняного ринку газу відповідно до вимог директив і регламентів ЄС, а також дозволить українським постачальникам і споживачам об'єктивно і прозоро розраховуватися за спожитий природний газ.

Список використаних джерел

1. ДСТУ ISO 14532:2018 Газ природний. Словник термінів. — К.:УкрНДНЦ, 2018.

2. Газ природний, палива та оливи: монографія / М.П. Андрії-шин, Я.С. Марчук, С.В. Бойченко, Л.А. Рябоконь — Одеса: Астропринт, 2010, — 232 с.

УДК.050-519

В. Ф. Козелецький
Т. В. Тарасенко, канд. техн. наук
Національний авіаційний університет

РЕАКТИВНІ ПРИВОДИ ВЕРТОЛЬОТІВ

Наразі вертольоти активно використовуються та широко представлені у цивільній та військовій авіації. Відповідно до статистики у 2018 році було зареєстровано 32372 гелікоптера в активній експлуатації [1]. Гелікоптери виконують широкий ряд задач у цивільному секторі: пошуково-рятувальні задачі, туристичні та навчальні польоти, задачі у сфері сільського та інших видів господарчої дільності, а також як і особистий транспорт.

Ротор з реактивним приводом приводиться у дію реакцією що виникає через крутний момент, що створюється завдяки вивільненню газу на кінцях лопатей гвинта. Основною перевагою подібних систем привода є простота конструкції та менша вага внаслідок того що крутний момент, який передається на фюзеляж літального апарата, відсутній. Розділяють системи з «холодним» та «гарячим» циклом роботи. При «холодному» циклу в якості робочого тіла виступає газ, що подається до соплового апарата на кінцях гвинта, відібраний за турбіною або компресором. «Гарячий» цикл в основі має принцип схожий до роботи форсажної камери, тобто додатковий підігрів газу. Активно подібні системи досліджувались у 40-их та 50-их роках минулого століття. Одним з представників літальних апаратів з подібним типом привода ротору є Sud-Ouest SO.1221 Djinn. Однак подальші дослідження та розробки реактивних приводів зупинилися через ряд недоліків що обмежували застосування подібних літальних апаратів. На

той час недоліками подібних систем були шум від вивільнення газу, висока витрата палива тогочасними силовими установками та складність у керуванні жорстким ротатором.

У 1981 році компанія Hughes Helicopters, Inc. провела дослідницьку роботу по програмі Very Heavy Lift Helicopter (VHLH), та встановила що ефективність реактивного привода перевершує ефективність класичного механічного привода при злітній масі літального апарата від 100000 фунтів (45359,2 кг). [2]. Також у доповіді вказувалося що застосування подібних систем у минулому обмежувалось характеристиками двигунів та матеріалів, витрата палива була надто високою, а при застосуванні у якості робочого тіла газу на виході з ТРД, тобто схеми з «холодним» циклом, виникали проблеми з температурними навантаженнями на конструкцію ротора та гвинта. У результаті, дослідження встановило що «гарячий» цикл є більш ефективним для важких літальних апаратів, а також що подібний літальний апарат повністю відповідає вимогам проекту, а наявні матеріали, силові установки та технології конструювання задовольняють потреби проекту та не вимагають додаткових досліджень та розробок [2].

Основними недоліками реактивних приводів є теплові режими роботи та низька ефективність передачі енергії від силової установки. Покращити ефективність систем реактивних приводів можна застосуванням сучасних силових установок, композитних матеріалів та нових типів роторів та за допомогою комп'ютерного моделювання та методів обчислювальної гідродинаміки. Сучасні авіаційні ТРД мають більший ККД ніж схожі за масою двигуни попередніх поколінь, так лише з 1990 по 2000 рік ККД двигунів, лише за рахунок збільшення температури перед турбіною, збільшився з 34,6% до 37,1%. Застосування технологій проміжного охолодження та простого технологічного надроторного пристрою зменшує питому витрату палива на 2,5-3% та 2,4% відповідно [5-7]. Сучасні композитні матеріали та розробки у напрямку безшарнірних та безпідшипникових систем роторів дозволяють зменшити вагу ротору та покращити аеродинамічні та механічні характеристики гвинта. Безшарнірні та безпідшипникові системи роторів мають спрощену конструкцію, тобто дешевше в обслуговуванні, простіше та краще з точки зору аеродинаміки. Безшарнірні ротори також краще переносять

динамічні навантаження. Композитні ротори мають найкращі характеристики перенесення втомлювального руйнування в порівнянні з металами. Також перевагами композитних роторів є більший потенціал до низької вартості в виробництві та обслуговуванні та висока характеристика відношення жорсткості до ваги [3]. Застосування таких систем поліпшить сильні сторони реактивних приводі — простота експлуатації, обслуговування та менша вага. Використання сучасних методів обчислювальної гідродинаміки (Computational Fluid Dynamics — CFD) дозволяє спростити розрахунки та оптимізацію аеродинамічних характеристик профілів та кінцівок лопатей різної геометрії з урахуванням особливостей кінцевих течій [4]. Також покращити та спростити оптимізацію енергетичних характеристик подібних систем дозволяють сучасні методи комп'ютерного моделювання, так за допомогою різноманітних програмних пакетів стає можливим швидко створити модель системи або агрегату, провести моделювання його роботи та оптимізувати характеристики.

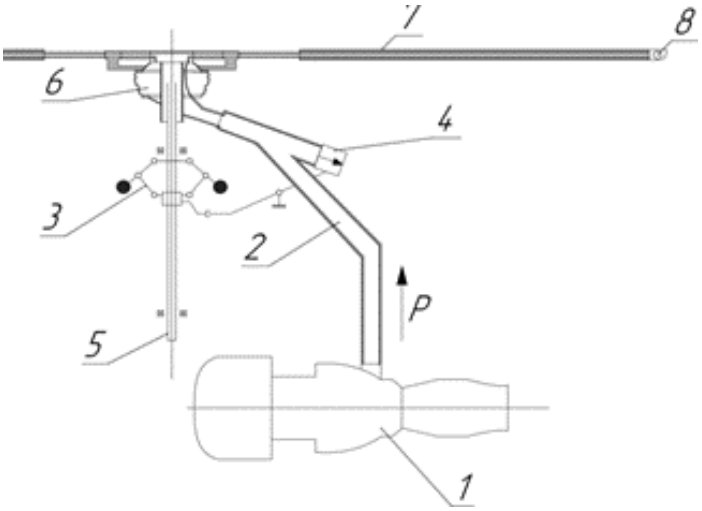


Рисунок 1 — Принципова схема реактивного привода з відцентровим регулятором (1 — джерело тиску; 2 — трубопровід; 3 — відцентровий регулятор; 4 — запобіжний клапан; 5 — вал; 6— втулка-розподільник; 7 — лопать гвинта; 8 — сопловий апарат).

Проблема температурних режимів залишається головним недоліком подібних систем. Вона проявляється у тому що робоче

тіло стиснене та відбирається напряму від силової установки або компресору. Висока температура газу викликає температурні навантаження на елементи конструкції гвинта та ротору, деградацію механічних характеристик композиційних матеріалів, а також викликає необхідність додаткового змащення підшипників. Ці прояви високої температури обмежують конструктора при розробці подібних систем та вимагають застосування жароміцних матеріалів або додаткових конструкторських рішень для охолодження агрегатів ротору.

Список використаних джерел

1. K. Moon., A. A. Yakovlev. A comparative statistical analysis of global trends in civil helicopter accidents in the U.S., the EU, and the CIS. Bristol, 2020. 12 с.

2. Huges Helicopters, Inc., Preliminary design of a tip-jet-driven heavy lift helicopter incorporating circulat ion control. 1981. 43 с.

3. Inderjit Chopra., Design and analysis trends of helicopter rotor systems. University of Maryland, College Park, Maryland, 1994. 40 с.

4. Игнаткин Ю.М., Константинов С.Г.. Исследование аэродинамических характеристик профиля и законцовок лопасти несущего винта вертолёта методами CFD. Электронный журнал «Труды МАИ». Выпуск № 57. Москва, 2012. 16 с.

5. Иванов Л., Щеголев Н.Л., Д.А. Скибин Д.А. Повышение эффективности двухконтурного турбовентиляторного двигателя введением промежуточного охлаждения при сжатии. Известия высш. учеб. заведений. Машиностроение. 2014. №11. с.75-83.

6. Редин И.И., Шевченко М.А. Улучшение топливной эффективности газотурбинного двигателя установкой в компрес-соре надроторного устройства. Открытые информационные и компьютерные интегрированные технологии. Национальный аэрокосмический университет им. Н. Е. Жуковского «Харьковский авиационный институт». 2018. №81.

7. Сертифікаційні наземні випробування екранно-вихлоп-ного пристрою вертольоту / Капітанчук К.І. // XVIII Міжнар. наук.-тех. конф. АС Промислова гідравліка і пневматика, 3—6 жовтня 2017 року, м. Вінниця: матеріали конференції. — Вінниця: «ГЛОБУС—ПРЕС». — 2017. — С. 123—124.

УДК 66.097.3.6:621.452.3(045)

В.В. Козлов, канд. техн. наук,
Л.Г. Волянська, канд. техн. наук,
С.Л. Омельяненко, канд. екон. наук,
В.М. Єгунько
Національний авіаційний університет

ОСОБЛИВОСТІ ВИКОРИСТАННЯ КАТАЛІЗАТОРІВ-МОДИФІКАТОРІВ ПАЛИВА НА АВІАЦІЙНИХ ДВИГУНАХ

Одним з найбільш ефективних способів раціонального використання палива є вдосконалення методів приготування паливно-повітряної суміші і інтенсифікація процесів горіння. Для покращення техніко-економічних і екологічних показників теплових двигунів внутрішнього згоряння фірма «Авто-Эко-Титан» розпочала дослідження і виробництво каталізаторів палива, які встановлюються безпосередньо перед входом пального (паливно-повітряної суміші) в камеру згоряння, а не в системі вихлопу, як це має місце, наприклад, на сучасному парку легкових автомашин.

Використання каталізаторів паливафірми «Авто-Эко-Титан» КТ-4, КТ-13, КТ-14 на поршневих двигунах внутрішнього згоряння дало суттєве покращення техніко-економічних та екологічних показників двигунів [1,2]. Тому було прийнято рішення про проведення дослідження, метою якого є визначення впливу каталізатора палива на експлуатаційну (дросельну) характеристику газотурбінного двигуна. Робочий процес газотурбінних двигунів суттєво відрізняється від поршневих двигунів внутрішнього згоряння при одних і тих же потужностях витратами робочого тіла і, відповідно, техніко-економічними та екологічними показниками. Але обидва робочі процеси відбуваються з підведенням теплоти до робочого тіла при згорянні паливно-повітряної суміші в камері згоряння з утворенням стабільних продуктів горіння.

Каталізатор палива (рис.1) представляє собою пристрій камерно-касетного типу [3], містить корпус1 з входом 2 і виходом 3, посеред якого розташовані три стільникові фільтри 4, 5, 6 на

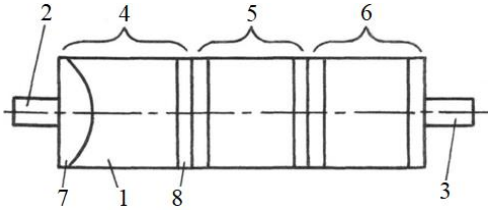


Рисунок.1 — Каталізатор-модифікатор палива

основі композиції із сполук молібдену, оксиду алюмінію, діоксину кремнію і губчастого титану. Необхідно відмітити, що на вході кожного стільникового фільтру розташовано шар губчастого алюмінію7, а губчастий титан 8 розташований біля виходу кожного стільникового фільтра, інші компоненти композиції зв'язані з поверхнею базальтовими волокнами. Все це забезпечує протікання фізико-хімічних процесів, які поліпшують якість пального.

Каталітичні властивості активних наповнювачів стільникових фільтрів, різниця потенціалів між іонами вуглеводнів і цими наповнювачами призводить до розриву ланцюгів вуглеводнів і їх подрібнення. Відбувається структурна ізомеризація і дегідрогенізація пального. Розірвані зв'язки цих ланцюгів мають підвищений електричний потенціал і утворені таким чином катіони більш активно з'єднуються з киснем, знижується температура запалювання. В результаті відбувається більш ефективне згоряння пального в двигуні, а кількість шкідливих вихлопних газів, таких як оксид вуглецю і сажа, знижується.

Як бачимо з табл.1, хімічний склад авіакеросинів складніший за автомобільний бензин, хоча тепловий ефект згоряння авіакеросинів близький до автомобільного бензину. завдяки активації палива перед потраплянням в камеру згоряння.

Таблиця 1 — Теплова ефективність згоряння палив при стандартних умовах

Частка горючого елемента		Теплота окисення [С], [Н] в МДж/кг	Ентальпія, МДж/кг	Питома теплота згоряння, МДж/кг	Щільність, кг/м3	Енергоємність МДж/дм3	Стехіометричний коефіцент		Теплопродуктивність	
Вуглець [С]	Водень [Н]						По кисню	По повітрю	З кіснем, МДж/кг	З повітрям, МДж/кг
Авіакеросини ΣCnHmn=8-16, m=15-36 (стан рідкий)										
0,859	0,141	45,10	-1,7	43,37	778	33,8	3,42	14,8	9,81	2,745
Авіабензини ΣCnHmn=5-16, m=12-26 (стан рідкий)										
0,850	0,150	45,88	-2,4	43,47	715	31,1	3,40	14,7	9,88	2,768
Автобензини ΣCnHmn=4-12, m=8-24 (стан рідкий)										
0,852	0,148	45,70	-2,2	43,50	750	32,6	3,41	14,7	9,86	2,77

Як відомо, усі реакції горіння органічного палива є ланцюговими. В ланцюгових реакціях вихідні реагенти перетворюються у кінцевий продукт (продукт згоряння) не безпосередньо, але через стадії створення активних проміжних продуктів. Вони є частками молекул палива (атоми, радикали) і тому більш здатні до реакцій ділення, у ході яких створюються кінцеві речовини, але одночасно і проміжні реагенти (активні центри). Такий цикл перетворення багатократно повторюється. Якщо кожного разу при створенні однієї молекули кінцевої речовини створюється один активний центр, то має місце регенерація активних центрів. В ході реакції їх кількість зберігається незмінною, але при цьому вони дуже впливають на хід реакції у цілому. Фактично вони відіграють роль каталізатора, хоч і виникають самочинно на початку реакції (автокаталіз ланцюгового процесу).

Таким чином, використання каталізаторів палива хімічно-фізичного принципу, що встановлюються у паливну систему двигуна, доцільне. Для авіаційних газотурбінних маловитратних за паливом двигунів можна принципово використовувати

каталізатори палива (а також для потужних поршневих двигунів) КТ-13, КТ-14Д, КТ-14ДМ, КТ-14ДМК, які повинні мати пропускну здатність, відповідну розрахунковому режиму (злітному) роботи двигуна.

Випробовування каталізатора палива керосинового модернізованого КП-13КМ з метою визначення техніко-економічного ефекту на авіаційному газотурбінному двигуні проводилось:

- в Національному авіаційному університеті на стенді газогенератора турбовального двигуна ТВ2-117А;

- на державному підприємстві «Авіаремонтний завод 410ЦА» на ділянці моторно-випробувальної станції з сертифікованим обладнанням і з метрологічною атестацією згідно з міжнародними нормами PART-145 на допоміжній силовій установці АІ-9В;

- у Запоріжському моторному конструкторському бюро «Івченко-Прогрес»на турбогвинтовому двигуні АІ-450СР-2.

Випробування проводилися в два етапи (до и після встановлення каталізатора) в декілька циклів на різних режимах роботи двигуна. Усереднені результати випробування каталізатора палива КП-13КМ на випробувальному стенді газогенератора турбовального двигуна ТВ2-117А представлено в таблиці 2.

Таблиця *2 — Результати випробування каталізатора палива КП-13КМ на стенді газогенератора турбовального двигуна ТВ2-117А*

Етап	Абсолютна витрата палива, л	Час роботи стенду, хв	Щохвилинна витрата палива, л/хв	Ефективність, %
Без каталізатора	7,5	4	1,875	
З каталізатором	7,0	4	1,750	6,667

Випробування каталізатора палива КП-14км, які були проведені на допоміжній силовій установці АІ-9В, показали:

— економію палива 1 — 2 л/год;

— зменшення питомої витрати палива у межах 1,0 — 1,9 %.

Дослідження, проведені у Національному авіаційному університеті, показали техніко-економічну і екологічну ефективність

використання каталізатора палива при його встановленні перед паливним колектором. Такі ж результати були отримані при випробуваннях допоміжної силової установки АІ-9В на АРЗ-410ЦА. У Запоріжжі на автоматизованому випробувальному стенді результати були дещо іншими, тобто незначний ефект проявився на малому газі, а на інших, більш високих режимах, ефект був незначним, тобто відхилення дросельних характеристик при використанні каталізатора від характеристик двигуна, що працює на звичайному (не обробленому) паливі, знаходились в межах похибки вимірюваних параметрів. Це можна пояснити реактивацією обробленого палива при його руху по довгій паливній магістралі до паливних форсунок камери згоряння.

Список використаних джерел

1.Данилян А.Г., Маслов И.З., Залож В.И., Руденко М.И. Пути снижения вредных выбросов в отходящих газах судових дизелей /International scientific and practical conference “World-Science” №7(23) Vol.2, 2017. — pp. 24-31.

2.Сертифікат про типове схвалення на каталізатор пального (фільтр-каталізатор пального) КТ-14ДМ для двигунів внутрішнього згоряння № СТС-224-3-106-17 від 25.04.2017.

3. Любенко П. І.. Каталізатор-модифікатор пального. Патент на корисну модель №120789 (Україна) F02M 27/02 від 27.11.2017, Бюл. №22.

УДК 656.11

С.В. Мироненко, канд. техн. наук
Одеський автомобільно-дорожній фаховий коледж
ДУ «Одеська політехнка»,
А.С. Венгер
Харківський національний автомобільно-дорожній університет

ВИКОРИСТАННЯ ІНТЕЛЕКТУАЛЬНИХ ТЕХНОЛОГІЙ ДЛЯ БЕЗПЕКИ ТРАНСПОРТНОГО ПРОЦЕСУ

Транспортна система України являється невід'ємною частиною виробничої та соціальної інфраструктури, забезпечує її територіальну цілісність і національну безпеку. Транспорт істотно впливає на економічне зростання країни, розширення торгівлі і культурних зв'язків, підвищення рівня життя. Він сприяє підвищенню продуктивності праці, скорочуючи час доставки вантажів або проїзду до місця роботи, а також бере участь у виробничому процесі. Забезпечує потреби перевезеннях вантажів і людей, являється ланкою, що об'єднує між собою виробників і споживачів, без яких функціонування ринку і ринкових відносин неможливо. На даному етапі транспортний сектор України задовольняє базові потреби населення у перевезеннях. Це спричинено невідповідністю темпів розвитку транспортних мереж міст темпам автомобілізації та зростання обсягів дорожнього руху. Внаслідок цього вулично-дорожні мережі перевантажені транспортом.

Перевантажені мережі мають ряд негативних наслідків, а саме: рівень безпеки дорожнього руху, зростання часу на пересування мережею, зростання собівартості перевезень, збільшення дорожньо-транспортних пригод, великий обсяг шкідливих викидів до атмосфери, шум від транспорту.

Дорожній рух в даний час слід розглядати як одну з найскладніших складових соціально-економічного розвитку міст і регіонів. У даній області повинні використовуватися найсучасніші технології збору та обробки інформації про параметри транспортних потоків з метою забезпечення безупинного руху по вулицях і дорогах.

Науковці розглядають поняття «транспортний процес» з різних сторін і формують свої визначення. Д.М. Сологуб розглядає транспортний процес, як сукупність процесів, які виконують працівники, використовуючи різні засоби праці, в результаті яких здійснюється переміщення вантажів або пасажирів на задану відстань. В.С. Нестеренка транспортний процес це процес, що включає наступні етапи: підготовка вантажу до перевезення, подача рухомого складу, навантаження, оформлення документів, переміщення, вивантаження, здача вантажу вантажоодержувачу. А. В. Вельможин і В. А. Гудков розглядають транспортний процес, як сукупність операцій завантаження і розвантаження та подачі рухомого складу під час процесу. С.В. Терешко вважає, що транспортний процес це сукупність інженерної підготовки перевізного процесу.

Аналізуючи всі дослідження, можна виділити три основні напрямки. Перша група авторів вважає, що транспортний процес — це сукупність взаємопов'язаних дій технічних засобів і живої праці, в результаті яких відбувається зміна просторового положення вантажів і пасажирів. Друга група вважає, що це процес переміщення вантажів або пасажирів, який включає: підготовку вантажів до перевезення, подачу рухомого складу, навантаження вантажів, оформлення перевізних документів, переміщення, вивантаження і здачу вантажу вантажоодержувачу. Третя група, що транспортний процес — це сукупність організаційно і технологічно взаємозв'язаних дій і операцій, що виконуються транспортними компаніями самостійно або разом з іншими організаціями при підготовці, здійсненні і перевезенні вантажів.

Сучасні міста нашої держави та світу переживають стрімкий розвиток урбанізації, збільшується кількість міського населення, що призводить до виникнення транспортних проблем. Вуличнодорожні мережі міст не справляються з насиченим трафіком. Класичні рішення, на кшталт, будівництва та реконструкції автомобільних доріг не дають бажаних результатів. Перед спеціалістами у сфері транспорту ставиться задача пошуку і реалізації кардинально новітніх рішень. Сучасні технології надають можливість впровадження інтелектуальних транспортних систем, що дозволить ввести поняття «мобільні міста» та «мобільний транспорт». Дані концепції дозволять підвищити

безпеку дорожнього руху, технічні, економічні та екологічні показники.

В останні десятиліття вдосконалення транспортної політики розвинених країн незмінно пов'язується з формуванням інтелектуальних транспортних систем (ІТС) та впровадження інтелектуальних технологій (ІТ) як головного напрямку підвищення ефективності та забезпечення безпеки транспортного процесу [1—3].

ІТС та ІТ — системи та технології, що не тільки забезпечують і автоматизують збір і аналіз інформації, як це здійснюється діючими в сфері транспорту автоматизованими системами управління (АСУ), але і володіють певним інтелектом. Цей інтелект базується на спеціальному програмному забезпеченні, що дозволяє з урахуванням поточної ситуації моделювати процес і пропонувати (або приймати) конкретні управлінські рішення, мінімізуючи (в ідеалі виключаючи) вплив так званого «людського фактору» [1—4].

Досвід інших країн Японії, Сполучених Штатів Америки, Китаю свідчить про ефективність впровадження інтелектуальних транспортних систем. У Сінгапурі на дорогах присутні детектори транспорту, відеокамери, якими обладнаний кожен світлофор і міські автобуси. Кожне таксі обладнано транспондерами — приладами, які дозволяють відстежувати знаходження машини і її швидкість. Вся інформація, отримана з цих засобів, збирається єдиним центром управління дорожнього руху. Планувальник поїздок збирає і оброблює інформацію про середню швидкість руху по основних автомагістралях. Це дає змогу відстежувати затори, автомобілі, які припарковані з порушенням правил дорожнього руху та корегувати маршрути [1—4].

Основні цілі впровадження ІТС: підвищення безпеки дорожнього руху, підвищення пропускної здатності вулично-дорожньої мережі, підвищення якості обслуговування учасників дорожнього руху, зменшення шкідливого впливу транспортних потоків на навколишнє середовище, підвищення ефективності функціонування транспорту, підвищення престижу міського громадського пасажирського транспорту, підвищення інвестиційної та туристичної привабливості міста.

Практика закордонних досліджень засвідчує, що майбутнє транспортних систем за «мобільними містами» та «мобільним транспортом».

Основними засадами «мобільного міста» являється створення міста, що орієнтовано на пішохода та громадський транспорт. Використання приватного транспорту необхідно звести до мінімуму. Існують різні способи реалізації даної концепції. Один із способів полягає у забороні в'їзду власників приватних транспортних засобів в центральну зону міста з ранку до вечора. Це призводить до зменшення заторів і змушує людей користуватися громадським транспортом. Ключовими показниками даної концепції є не збільшення вулично-дорожньої мережі, в її ефективне використання. В поняття «ефективне використання» вкладається оптимізація пасажиропотоків, пішохідопотоків, вдосконалення графіків руху громадського транспорту, забезпечення прозорої оплати пасажирами проїзду і точність фіксації кількості пасажирів.

Вирішення транспортних питань є основою розумних перевезень або інтелектуальними транспортними системами (ІТС). Якість та кількість, обробка, аналіз та виявлення нових зразків зібраних даних є основними етапами перетворення необроблених даних в корисну інформацію, що застосовують у всіх функціональних сферах ІТС, включаючи розширені системи управління транспортом, вдосконалення інформаційних систем подорожей, вдосконалений транспортних засобів системи управління, експлуатації комерційних транспортних засобів, вдосконалені системи громадського транспорту та передові системи сільського транспорту.

Аналізуючи сучасний стан системи «мобільного міста» можна стверджувати, що дана технологія є складною системою, з великою кількістю аналітичних даних, яка швидко розвивається. Побудова «мобільного міста» передбачає інтеграцію оперативного керування всіма видами транспорту і можливість реакції на події в реальному часі. Актуальним рішенням для транспортної системи «мобільного міста» виступає автоматизована система опрацювання параметрів пасажиропотоків громадського та приватного транспорту.

Список використаних джерел

1. Sergii myronenko. Analysis of the traffic management system in urban networks./ International scientific journal Machines.Technologies. Materials. Year X, Issue 4/2016, Bulgaria, Sofia — s.46-50. ISSN 1313-0226

2. Sergii Myronenko, Dirk Lauwers, Frank Witlox. Study of the capacity of the city road network./

Moving towards more sustainable mobility and transportthrough smart sistems Frank Witlox // Belgium, Ghent, 2019. — s.69-77. ISBN 978-9-4619753-3-1.

3. Official Journal of the European Union. Directive 2010/40/EU of the European parliament and of the council of 7 July 2010 10 (4). Turin : Monahan, 2010. p. 367 — 389.

4. Fan Y, Khattak, A J and Shay E Intelligent Transportation Systems: What Do Publications and Patents Tell Us Journal of Intelligent Transportation Systems, 2007, 11:2, 91 — 103 p.

Н. В. Оберська
ВСП «Бережанський фаховий коледж
НУБіП України»

ІСТОРІЯ РОЗВИТКУ ГІДРАВЛІКИ ЯК НАУКИ

Історично гідравліка є однією з найдавніших наук у світі. Слово «гідравліка» походить від сполучення двох грецьких слів ὕδωρ (hydor) —вода і αύλός (aulos) — трубка, що свідчить про важливість у минулому на ранніх етапах розвитку гідравліки питань, що відносяться до руху води у трубопроводах. Коло питань сучасної гідравліки досить велике, причому питання, що стосуються руху рідини у трубопроводах, і в теперішній час є одними з основних її питань. Зародження гідравліки як науки відбувалося в стародавні часи, як тільки люди навчилися створювати зрошувальні канали і водогони: у Китаї 2500 років тому був побудований Великий канал протяжністю близько 1800 км; не менш грандіозні на ті часи гідротехнічні споруди були

відомі в стародавньому Єгипті та Індій, а перший водопровід з'явився в Римі 2300 років тому.

Перші вказівки про науковий підхід до вирішення гідравлічних задач відносяться до III століття до н. е., коли Архімед (287-212 рр. до н. е.) у трактаті «Про плаваючі тіла» сформулював відкритий ним один з основних законів гідростатики «закон Архімеда». А один з його винаходів — гвинт Архімеда ще в давні часи застосовували для зрошення полів. Похило розташований вал з гвинтовою нарізкою обертався в напіввідкритому лотку і забезпечував підйом води на висоту до 5 м.

Усі науки в той час майже зовсім не розвивалася, утворився свого роду застій. І тільки в XVI—XVII століттях нашої ери в епоху Відродження, або як кажуть історики Ренесансу, з'явилися теоретичні та дослідні роботи, які створили серйозну основу для подальшого вдосконалення гідравліки як науки. Тут можна відзначити праці знаменитого Леонардо да Вінчі (1452—1519рр.) по вивченню руху води, Г. Галілея (1564—1642рр.), в яких вперше систематично викладено основи гідростатики, видатного учня Галілея Е. Торічеллі (1608—1647 рр.) по вивченню витікання рідини через отвори, працю французького вченого Б.Паскаля (1623—1662рр.)про розподіл тиску і, врешті, праці геніального Ісаака Ньютона (1642—1727рр.)про тертя в рухомій рідині та з теорії гідродинамічної подібності.

Однак тільки поява у XVIII ст. наукових праць російського вченого Михайла Ломоносова (1711—1765 рр.) і знаменитих академіків Л. Ейлера (1707—1783 рр.) та Д. Бернуллі (1700—1782 рр.) створили міцний фундамент, на якому ґрунтується сучасна наука гідравліка. Для гідравліки має принципове значення відкритий Ломоносовим фундаментальний закон природи — Закон збереження речовини та енергії. Одне з найбільш важливих в гідравліці рівняння нерозривності руху є нічим іншим, як закон Ломоносова для механічного руху рідини й газу.

Бернуллі вивів важливе рівняння взаємозв'язку питомих енергій при русі рідини, що служить основою теоретичних побудов і практичних розрахунків в області гідравліки (яке в теперішній час називається рівнянням Бернуллі). У 1738 році в капітальній праці «Гідродинаміка, або Записки про сили і рух рідини» вперше ввів термін «гідромеханіка» Л. Ейлер, вивів системи диференціа-

льних рівнянь рівноваги та руху рідин і газів; він визначив деякі інтеграли цих рівнянь і сформулював закон збереження маси стосовно рідини; досліджував також деякі питання руху до практичних завдань суднобудування і конструювання гідравлічних машин. Працями М. Ломоносова, Л. Ейлера та Д. Бернуллі завершується період створення наукових основ гідравліки, і наука про закони рідини починає швидко розвиватися в різних країнах.

Наступний період розвитку гідравліки охоплю єдругу половину XVIII ст. та більшу частину XIX ст. У цей період, з одного боку, нагромаджується значний експериментальний матеріал і швидко розвивається практична гідравліка, в чому неабияку роль відіграли праці А. Дарсі, Ю. Вейсбаха, А. Дюпюї, Ж. Пуазейля, Г.Гагена, А. Шезі, А. Базена, Ф. Беланжета та ін. З другого боку, інтенсивно розвивається і теоретична гідромеханіка, істотний внесок у яку зробили Л. Лагранж (1736—1813рр.), О.Л. Коші (1789—1857 рр.), Л. Нав'є (1785—1836рр.), А. Сен-Венан (1797—1886 рр.) та ін.

Важливе значення для розвитку гідравліки в той час мали праці відомих вчених І.С. Громеки (1851—1889 рр.) — з теорії вихрового руху, В.Г. Шухова (1853—1939рр.) — з досліджень руху рідин великої в'язкості, Дж. Стокса (1819-1903рр.) і О. Рейнольдса (1842—1912 рр.) — в багатьох галузях гідравліки. Однак у цілому розрив між теорією і практикою в цей період гальмував розвиток гідравліки.

Наступний етап розвитку гідравліки як науки охоплює кінець XIX та початок XX ст. і характеризується глибокими теоретичними розробками і численними різнобічними дослідами. Якщо протягом усієї історії розвитку гідравліки можна спостерігати лише частковий взаємозв'язок між проблемами гідравліки і техніки, то наприкінці XIX та на початку XX ст. цейзв'язок стає помітним з усією очевидністю.

Розвиток гідравліки на межі цих двох століть нерозривнопов'язаний з іменами видатних інженерів і вчених М.П. Петрова (1836—1920 рр.) та М.Є. Жуковського (1897—1921 рр.). Останній зробив великий внесок до багатьох галузей науки і техніки. Зокрема, саме М.Є. Жуковському належить велика кількість

фундаментальних досліджень з теоретичної механіки, гідравліки та аеродинаміки.

Особливо інтенсивний розвиток гідравліки як науки розпочинається у зв'язку з бурхливим підйомом промисловості. Перед інженерами і вченими постав ряд складних проблем з гідравліки. За розробку найбільш важливих проблем взялися не окремі дослідники, а цілі великі колективи на чолі з видатними вченими, зокрема акад. М. М. Павловським (1886—1937 рр.).

Я зупинюсь на внеску деяких з них О.М. Крилов (1863—1945рр.) очолив розвиток науки про плавучість і остійність корабля, Л.С. Лейбензон (1879—1951 рр.), а також І.Л. Чарний, П.Я. Полубаринова-Кочіна виконали великі і цінні праці з теорії руху рідини і газів упористому середовищі. Винятково важливими за своїм значенням єдослідження С.О. Чаплигіна (1869—1942рр.) — з аеродинаміки і газової динаміки, М.А. Великанова, А.М. Колмогорова, Л.Г. Лойцянського, О.О. Фрідмана — по вивченню турбулентних течій, С.О. Христіановича — в галузі нестаціонарного руху. Великі і різнобічні дослідницькі роботи з гідравліки здійснюються протягом багатьох десятиліть на спеціалізованих кафедрах у вищих навчальних закладах і в багатьох науково-дослідних інститутах при Академії наук України.

Список використаних джерел

1. Бурєнніков, Ю.А., Немировський, І.А., Козлов, Л.Г. Гідравліка і гідропневмопривод. Навч. посіб. — Вінниця: ВНТУ, 2003. 123 с.

2. Іскович-Лотоцький, Р.Д. Приводи автоматизованого устаткування. Навч. посіб. — Вінниця: «Універсум-Вінниця», 2004. — 205 с.

3. Мандрус, В.І. та ін. Машинобудівна гідравліка. Задачі та приклади розрахунків. — Львів: Світ, 1995.

І.В. Приступа,
В.В. Благовісна
Відокремленний структурний підрозділ
фаховий коледж «Політехніка»
Державного університету економіки і технологій

ІНФОРМАЦІЙНИЙ АНАЛІЗ ЗНАЧЕННЯ І РОЗВИТКУ МАШИНОБУДУВАННЯ У СВІТІ

Ключові слова: новітні технології, технологія машинобудування, енергетичний комплекс,гірничо-металургійний комплекс, інфраструктура, приладобудування, світові тенденції, розвиток.

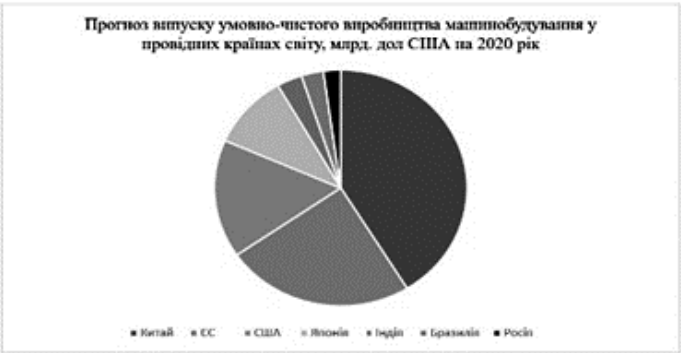
Машинобудування — це неймовірно велика та комплексна світова галузь. Його продукція — машини різного призначення — поставляються всім галузям промисловості. Вона включає в себе оборонну промисловість держави, яку умовно можна розділити на групи, що охоплюють 90% усіх товарів, що випускаються цією галуззю: загальне машинобудування, транспортне машинобудування, електротехніка (включаючи електроніку).

Машинобудування — це Архімедів важіль всіх галузей виробництва, основа технічного, технологічного та економічного прогресу світу. Без продукції, що виготовляється цією галуззю існування людства було б неможливе. Воно налічує понад 300 різних виробництв. Цю досить складну продукцію виготовляють в основному індустріально розвинуті країни, що здебільшого визначається наявністю кваліфікованої робочої сили. Наприклад, верстатобудування — це прерогатива здебільшого "елітних" держав, таких як: Японія, Німеччина, США, Італія, Швейцарія.

Однією з найголовніших умов впевненого руху суспільства, що засновано на використанні наукових знань та технологій, що вони породжують є підвищення конкурентоспроможності основних галузей машинобудування шляхом їх відродження. Надзвичайно важливу роль відіграє використання новітніх технологій в металургії. Впровадження системного штучного інтелекту та технічного зору, удосконалення автоматичних ліній виробництва. Антикризовий захист галузі. Енергетичний та гірничо-металургійний комплекс потребує продукції важкого транспортного, енергетичного і електротехнічного машинобуду-

вання. Існує необхідність розвитку атомного машинобудування. Пріоритетом є розвиток високотехнологічного виробництва побутової техніки, сільськогосподарського машинобудування. Зростає значення такої галузі як приладобудування машинобудування, що виробляють аналітично-вимірювальні, інформаційно-оброблюючи засоби, що відіграють свою роль у автоматичній та автоматизованій системі управління. Завдяки цьому набувається стабільність пристроїв у радіоелектроніці, літако- та ракетобудуванні, космонавтиці.

Машинобудування є ключовим значенням для технологічного переозброєння всіх галузей виробництва. Необхідним є реорганізація повного комплексу усіх складових машинобудівного виробництва (заготовельного, агрегатного, метрологічного, металообробного, верстатно-інструментального) до автоматизованого, з залученням роботизованих ліній. Перспективним є розвиток інструментальної промисловості в складі машинобудування та приладобудування. Застосування сучасних джерел висококонцентрованої енергії (лазер, плазма тощо) дозволяє суттєво підвищити продуктивність праці, якість продукції та скоротити час на її виготовлення.



Створення і широкомасштабне промислове застосування ефективних технологій та обладнання для зміцнення поверхні металевих виробів шляхом поверхневого пластичного деформування, спеціальних видів термічної обробки, нанесення покриттів, а також випуск апаратури для оперативного неруйнівного контролю якості зміцненої поверхні набуває великого значення

для підвищення якості деталей машин та механізмів. За величиною капіталовкладень у наукові дослідження, розробки та інновації машинобудівна галузь займала перші позиції на світовому економічному ринку, повністю ігноруючи відділ з виробництва машин та устаткування

Близько 85—90% продукції виготовляється індустріально розвиненими країнами.

Досліджуючи роль машинобудування, не можливо не звернути увагу на наукове надбання науки, що відіграє важливу роль на прискорений розвиток машинобудування. Вклад цієї промисловості до економіки скеровується національною політикою розвитку сектору, орієнтованих підвищенням платні, інвестиційного потоку, зростання рівня продуктивності, зменшення виробничих відходів тощо. Кожен день ознаменовується зростанням темпів технологічних змін, корекцією політичного курсу прогресивного розвитку машинобудування. Це обумовлює виникнення нових оновлень виробничих технологій та програмного забезпечення і як наслідок переусвідомлення конструкторських проекційних підходів, зміни у моделюванні по досягненню промислового лідерства. Розвиток країни все більше залежить від розвитку машинобудівної галузі, що породжує необхідність все більш глибокого дослідження світових тенденцій.

Якщо порівняти індекси промислової продукції в окремих країнах, то ми зможемо чітко розгледіти та відокремити державу у яких спостерігається економічне піднесення. Це, зокрема, Чехія, Данія, Німеччина, Естонія, Литва, Угорщина, Австрія, Польща, Румунія, Словаччина. Серед країн Африканського континенту можна відзначити Зімбабве як країну, що відзначилась стабільним розвитком впродовж останніх років. І хоча темпи приросту обсягів продукції знижуються, вона все ж розвивається економічно. А от частина європейських країн, навпаки, перебуває у економічній кризі, що була більшість з них подолана ще у 2019 році (Греція, Іспанія, Хорватія, Італія, Франція, Ірландія, Швеція тощо).

Аналізуючи останні дослідження та публікації, можна впевнено стверджувати, що розвиток машинобудівної галузі є одним з пріоритетних незалежно від рівня економічного розвитку країни. Багато провідних інститутів, організацій та незалежних субєктів

присвячено рішенню проблем, тенденціям та перспективам розвитку машинобудівного комплексу. Та щоразу перед ними виникають все нові та нові перепони, як то криза, потреба в нових дослідженнях тощо. Тож можна зробити висновок, що досягнення лідерства у машинобудівній промисловості можливе лише за умов наявності ринку збуту, стабільного розвитку, прагнення до вдосконалення та притоку інвестицій, наявних умов, як то кваліфіковані спеціалісти, сировина тощо.

Список використаних джерел

1. Заставний Ф.Д., Економічна і соціальна географія:, Підручник.— К.: Видавництво «Форум», 2001,— 239с. 39

2. Ватаманюк З.І., Панчишин С.М., Реверчук С.К., Мікромакроекономіка:, Підручник. — К.: Видавничий дім Альтернативи, 2001, — 607 с.

3. Кравченко С.І. Оптимізація тривалості використання нововведень // Наукові праці Донецького державного технічного університету. Сер.: економічна. — Вип. — 26. — Донецьк: ДонДТУ. — 2007. — С. 203-212.

4. Н.Г. Аннєнкова; НАН України. Центр дослідж. наук.-техн. потенціалу та історії науки ім. Г.М.Доброва. — К., 2005. — 19 с. — укр.

5. www.madein.dp.ua

6. Є.В. Балицький; НАН України. Ін-т світ. економіки і міжнар. відносин. — К., 2005. — 19 с.

7. Маркетинг іменеджментінновацій, 2015, №3http://mmi.fem.sumdu.edu.ua/

УДК 629.735.036

О.В. Денисюк
ДП «Івченко-Прогрес»,
К.В. Балалаєва, д-р техн. наук
Національний авіаційний університет

ЗАСОБИ ЗНИЖЕННЯ ШУМУ ГВИНТІВ І ГВИНТОВЕНТИЛЯТОРІВ ГАЗОТУРБІННИХ ДВИГУНІВ

На сьогоднішній час у цивільній авіації однією з актуальних задач є розрахунок та зниження шуму гвинтів.

Складовими шуму гвинта є [1]:

- **об'ємний шум** − обумовлений витісненням середовища при русі лопаті кінцевого об'єму (монополь);

- **силовий шум** − спричинений силовим впливом лопаті на середовище при обертанні гвинта (диполь);

- **вихровий шум** − спричинений зривом вихорів з лопатей при їх обертанні та виникненням вихрової завіси за лопатями (переважають дипольні складові);

- **ударний шум** − через стрибки ущільнення й ударними хвилями, а також їх коливаннями при русі кінців лопатей зі швидкостями близькими до швидкості звуку або що перевищують її;

- **імпульсний шум** виникає при проходженні лопатей поблизу елементів конструкції літака або при проходженні через турбулентний слід за ним;

- **додатковий шум** виникає при польоті в неоднорідній атмосфері й обумовлений флуктуаціями швидкості вітру та щільності повітря, а також вібраціями лопатей через ці неоднорідності середовища [1].

Об'ємний, силовий і вихровий шуми є основними джерелами шуму гвинта.

Об'ємний та силовий шум мають чітко виражений спектр, що є дискретним з гармоніками, які мають частоти, кратні лопатевій частоті, зазвичай у гвинтових літаків складає від 50 до 100 Гц, тобто є відносно низькочастотною, що ускладнює зниження шуму гвинтів).

Об’ємний та силовий шум разом називають шумом обертання гвинта.

Вихровий шум має спектр широкосмуговий і більш високочастотний в порівнянні з шумом обертання, тому вихровий шум чути лише на невеликій відстані від гвинта. Рівень вихрового шуму, як правило, на 10-20 дБ нижче рівня гармонік шуму обертання, а максимум його спектра зсунений убік більш високих частот.

Таким чином, спектр шум гвинта представляє собою суперпозицію дискретного низькочастотного спектра шуму обертання та суцільного широкосмугового високочастотного вихрового шуму.

Теорія шуму гвинта вперше була створена в СРСР Л.Я. Гутіним. Основна ідея цієї теорії — зв’язок характеристик шуму гвинта з сумарними (загальними) характеристиками гвинта: тягою, крутним моментом на валу, числом лопатей, числом обертів і діаметром гвинта. Згодом інші варіанти теорії шуму гвинта були запропоновані Непомнящим Є.А., Ернстхаузеном, Джоном Фоксом Уільямсом та ін. Останнім часом застосовуються досить складні обчислювальні методи. Проте, в більшості випадків теорії шуму гвинта приводять до суттєвих розбіжностей з експериментом, тому на практиці для розрахунку шуму гвинта використовуються емпіричні співвідношення.

До основних методів зниження шуму гвинта можна віднести:

1) збільшення числа лопатей гвинта;

2) зниження окружної швидкості лопатей гвинта (окружна швидкість − це лінійна швидкість кінця лопаті) або зниження частоти обертання;

3) застосування шаблеподібних лопатей (зміна конфігурації та вигину осі лопатей за розмахом);

4) застосування суперкритичних профілів лопатей (суперкритичний профіль — особливий вид профілю, коли його форма наближена до ідеального куту атаки), що знижують критичні швидкості на лопатях і зменшують ударний шум;

5) метод синхрофазування гвинтів (жорстка синхронізація кутової швидкості обертання гвинтів і підбір різниці фаз обертання гвинтів): використання спеціальних видів гвинтів (наприклад, гвинт в кільці або закапотований гвинт).

Перші п’ять методів зниження шуму гвинта були реалізовані при створенні нового класу повітряних гвинтів — гвинтовентиляторів. Яскравим прикладом може служити гвинтовентилятор СВ-27 (рис.1), що оснащує гвинтовентиляторний двигун Д-27, який розроблений Державним підприємством «Запорізьке машинобудівне конструкторське бюро “Прогрес” імені академіка О.Г. Івченка». Цей двигун не має аналогів у світі. Гвинтовентилятор СВ-27 − дворядний, співвісний, протилежного обертання, виробництва ВАТ «НВП Аеросила».

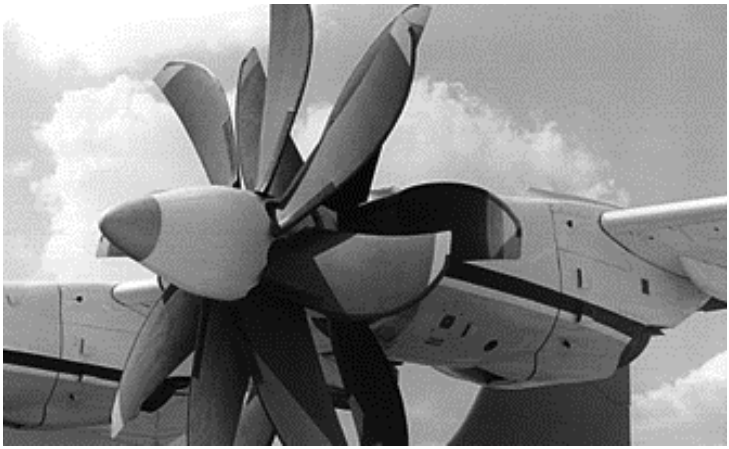


Рисунок 1 — Гвинтовентилятор СВ-27

Передній гвинтовентилятор має 8 лопатей, що поглинають максимум потужності і створюють максимальну тягу, а задній гвинтовентилятор − 6 лопатей. Лопаті виконані з композиційних матеріалів, мають значно меншу відносну товщину профілю і різко виражену шаблеподібну кривизну напрямної кромки, яка має електричну протиобліднювальну смужку та нестираєме покриття. Гвинтовентилятор забезпечує високий ККД на високошвидкісному крейсерському режимі, і поліпшені акустичні характеристики. Ряд рекомендацій щодо покращення акустичних характеристик гвинтовентилятора були запропоновані в роботі [2]: зменшення частоти обертання, зменшення кінцевого діаметру другого ряду лопатей та збільшення кількостей лопатей.

Що стосується використання спеціальних видів гвинтів, то відомо, що закапотований гвинт (гвинт в кільці або сопло Корта) був розроблений спочатку Луїджі Стіпе (1931 р.), а потім Людвігом Кортом (1934 р.). Сьогодні закапотований гвинт знайшов своє застосування в багатьох галузях − може застосовуватися в якості фенестрону одногвинтових вертольотів, рушіїв для морських суден, літаків, дирижаблів, суден на повітряній подушці, а також у вигляді автономних систем безпілотних літальних апаратів (БПЛА) [3].

Використання закапотованого гвинта (або закапотованого гвинтовентилятора) дозволяє зменшити акустичне випромінювання. Крім того, основна перевага закапотованих гвинтовентиляторів полягає в певному збільшенні тяги при одній і тій же витраченій потужності. При обтіканні закапотованого гвинтовентилятора на носовій частині профільованого кільця виникає значна за величиною сила підсмоктування, проекція якої на напрямок руху забезпечує позитивну тягу кільця. Також наявність капота приводить до зниження кінцевих втрат гвинта, що веде до підвищення ККД.

Список використаних джерел

1. Мунин, А.Г., Квитка, В.Е. Авиационная акустика. Москва: Машиностроение. 1973. — 448 с.

2. Усенко, В.Ю. Методика врахування акустичних втрат співвісного гвинтовентилятора в енергетичному балансі авіаційної силової установки: автореф. дис. на здобуття наук ступеня канд. техн. наук:05.05.03. Запоріжжя, 2019

3. Остроухов, С.П. Аэродинамика воздушных винтов и винтокольцевых движителей. М.: Физматлит, 2014. — 328 с.

О. Р. Сіваченко
Національний авіаційний університет

КІНЕТИЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ ГІДРАВЛІЧНИХ РІДИН

У сучасній авіаційній практиці до рідин для гідравлічних систем висувають певні вимоги. Основні з яких: хороші властивості змащення; стабільність фізико-хімічних характеристик при експлуатації, сумісність з матеріалами агрегатів і елементів гідросистем.

Для літаків широке застосування отримали рідини на нафтовій основі, а пізніше на основі фосфорно-органічних ефірів, через потребу в високих вимогах пожежо-вибухобезпеки.

Також для покращення фізико-хімічних характеристик використовують присадки.

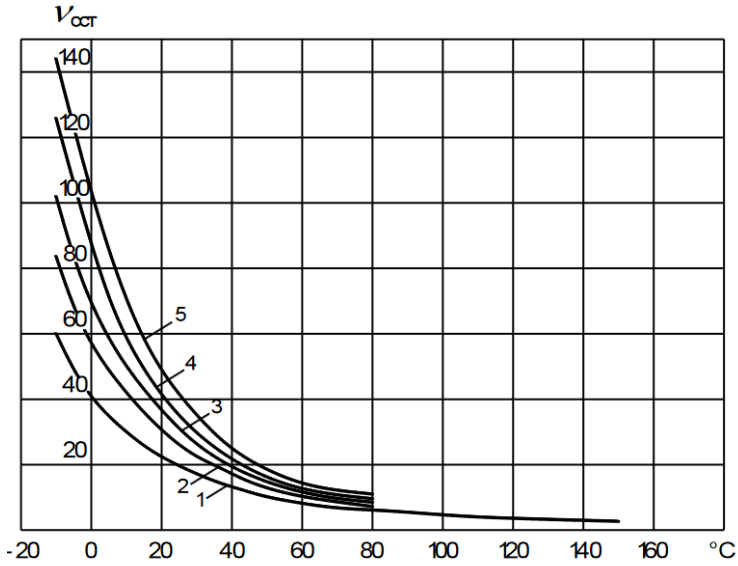
Прикладом робочої рідини вітчизняного виробництва для гідросистем є АМГ-10. АМГ-10 представляє собою нафтову фракцію з інгібітором окиснення і фарбником.

Робоча температура даної рідини –60 до + 125 С, строк використання в середньому 4000 годин.

З підвищенням температури масла його кінематична в'язкість значно знижується. Наприклад, при температурі 100 градусів Цельсія в’язкість АМГ-10 становить всього 4,68 сст. Однак при негативних температурах, воно стає набагато більш в’язким і при -50°С в’язкість АМГ-10 може досягати величини 1250 сСт.

Щільність АМГ-10 дорівнює 835,6 кг /м^3 при температурі 20°С і при нагріванні збільшується. Щільність цього гідравлічного масла відносно невисока, вона нижче щільності трансформаторного масла і деяких інших мінеральних масел.

Крім того, є істотна перевага у застосуванні гідравлічного масла АМГ 10 — ціна його прийнятна для транспортних компаній, тому на вітчизняному ринку ПММ — це найбільш поширена марка масла, що використовуються у літальних апаратах і в спецтехніці, яка працює в умовах Крайньої Півночі.



Залежність кінетичної в`язкості рідини АМГ-10 від температури при тиску 1, 200, 300, 400, 500 кг/см^2.

Прикладом зарубіжного виробництва гідравлічної рідини є Skydrol 500-B.

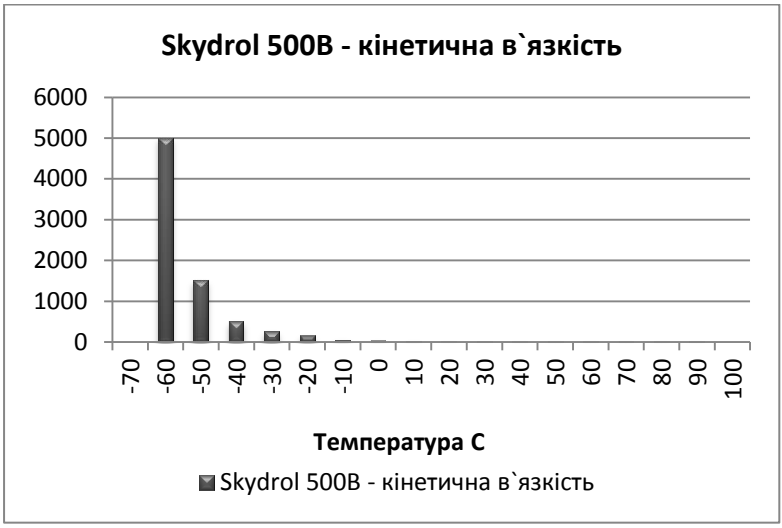
Стійкий до ерозії, представлений в 1978 році передовий продукт, який вирішив існуючі проблеми ерозії клапанів і термічної стабільності.

Skydrol 500-B є рідиною на основіфосфатного ефіру. У вмісті має інноваційну присадку і нейтралізатор кислот. Також його можна змішувати з будь-якими другими рідинами на основі фосфатного ефіру в будь-яких пропорціях.

Мінімальний вміст трикрезилфосфат, що найбільш підходить для контактної роботи з рідиною, тому часто застосовується виробниками насосів, гідроагрегатів та гідравлічних систем.

Ціна Skydrol цілком збалансована з якістю.

Останнє покоління рідин Skydrol було розроблено з метою досягнення найвищої якості, що відповідає усім стандартам і задовольняє вимоги виробників літальних апаратів.



На сьогоднішній день ситуація на ринку авіаційних рідин повідомляє, що в боротьбі за фізико-хімічні властивості першість отримує рідина на основі ефіру фосфату, також ці рідини мають найбільший строк служби при нормальних температурах та ідеальне поєднання щільності і в'язкості при низьких температурах та має меншу вагу, що дозволяє економити паливо. З графіків зрозуміло, що Skydrol 500B має кращі показники кінетичної в`язкості. Таким чином, це питання часу, коли вся авіаційна техніка використовуватиме мастило на основі фосфатно-органічних ефірів.

Список використаних джерел

1. Никитин, О.Ф. Рабочие жидкости гидроприводов учеб. пособие. М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2007. − 148 с.

2. Аксенов А.Ф., Лозовский В.Н. Износостойкость авиационных топливно-гидравлических агрегатов. — М.: Транспорт, 1986. — 240 с.

3. Рабочие жидкости для гидравлических систем самолётов. Практическое руководство / под ред. А.Т. Туманова и Л.В. Горнец. — М.: ОНТИ ВИАМ, 1973. —88 с.

4.Хаттон, Р.Е. Жидкости для гидравлических систем: пер. с англ. − М.: Химия, 1965. − 364 с.

І.В. Приступа,
В.В. Благовісна
Відокремлений структурний підрозділ фаховий коледж
«Політехніка» Державного університету економіки і технологій

ГІДРОНАСОС ЯК ОСНОВНИЙ СКЛАДОВИЙ ЕЛЕМЕНТ ГІДРОПРИВОДА

Одним із найбільших викликів нашої епохи є енергетичний баланс у світі. З одного боку, докладають величезних зусиль, щоб генерувати «екологічно чисту енергію» з відновлюваних джерел. Проте слід пам'ятати, що екологічно чиста енергія — це не витрачена (зекономлена) енергія. Тому вживаються різноманітні заходи щодо скорочення енергоспоживання. Одним із найважливіших елементів будь-яких технологічних, теплових, атомних процесів є насосне обладнання від ефективності, надійності та довговічності якого залежить як собівартість електроенергії, так і безперебійна робота установок, машин, механізмів. Насоси являють собою енергетичні машини або установки, в яких переміщення робочої рідини здійснюється в результаті перетворення енергії, що підводиться в енергію потоку. Насоси людині служать з незапам'ятних часів. Розроблені стародавніми мудрецями, вони були вдосконалені вченими арабського світу та провидцями епохи Просвітництва, а пізніше — інженерами промислової революції. На успішний розвиток сучасних насосних технологій великий вплив справили винаходи XIX ст.У XX ст., а потім отримали підтримку комп'ютерних технологій.

За кількістю насоси є другою категорією машин. У розвинених країнах насоси споживають більше 20% електроенергії, що виробляється. Цього вимагають завдання, які ставлять перед галуззю насособудування технічний прогрес та цивілізація. Не насоси «розпоряджаються» енергією, цього вимагають процеси, у яких вони задіяні, і навіть зростаючі потреби якості життя — у цій ситуації насоси є інструментом. Насоси застосовуються в багатьох різних сферах, такі, як: муніципальні мережі, побутові насоси, передачі води для сільськогосподарських потреб,в гідроприводах машин і механізмів; машино будівництві; промислова та технологічна галузі, у тому числі хімічна, нафтохімічна, фармацевтична, целюлозно-паперова та харчова.

Упродовж проведення маркетингових досліджень очікують, що попит на насоси зростатиме приблизно на 5% щорічно протягом найближчих кілька років.

Насос гідравлічний — є основним складовим робочим елементом гідропривода. Він є свого роду є «гідравлічною вставкою» між приводним двигуном і навантаженням (машиною або механізмом) і виконує ті ж функції, що і механічна передача (редуктор, ремінна передача, кривошипно-шатунний механізм тощо). Гідропривод дає можливість безступінчасто регулювати швидкість руху і частоту обертання приводного двигуна, максимально використовувати його потужність, підвищувати коефіцієнт використання, покращувати експлуатаційні якості машини. Невелика інерційність забезпечує хороші динамічні властивості привода, дозволяє скоротити перебіг робочого циклу і підвищити продуктивність машини. У гідроприводі з високомоментними гідромоторами передавальне число досягає 1000 і більше, тобто є можливість реалізації великих передавальних чисел, для підвищення ефективності роботи обладнання. В гідроприводах машин вантажно-під`ємного гірничо-збагачувального, судового і сільськогосподарського призначення широкого використання знайшли об’ємні гідроприводи. Це пояснюється тим, що на вихідних ланках гідродвигунів (штоках поршнів гідроциліндрів, валах гідромоторів) можна досягти значних зусиль або крутних моментів, при цьому швидкість руху робочої рідини в об’ємних приводах невелика і не перевищує 10 м/с. В об'ємній гідромашині робочий процес заснований на поперемінному заповненні робочої камери рідиною і витисненні її з робочої камери. До об’

ємних машин відносять, наприклад, поршневі насоси, аксиально-поршневі, радіально-поршневі, шестеренні гідромашини та ін. Незалежне розташування складальних одиниць гідропривода дозволяє оптимально розмістити їх в машині. Надійно оберігають від перевантажень приводного двигуна, гідросистеми, металоконструкцій і робочих органів клапани запобіжні, переливні, розвантажувальні, різниці тисків, гальмові, а також блоки клапанів. Тому, це найбільш важлива властивість об’ємного гідропривода. Існує більше ніж 300 типів гідромоторів, в тому числі 122 аксіально-поршневих, 65 шестереннихзовнішнього

зачеплення і 24 шестеренних внутрішнього зачеплення, 46 радіальнопоршневиходноразової і багаторазової дії, 12 пластинчастих та 33 інших типів До сучасних досягнень гідроприводів відносяться: аксіальнопоршневі насоси і гідромотори з похилим диском і швидкохідні аксіально-поршневі гідромотори з похилим блоком циліндрів на тиск до 52 МПа;

Аксіально-поршнева гідромашиниа має робочі камери утворені робочими поверхнями циліндрів і поршнів,а вісі симетрії поршнів і вісі симетрії блока циліндрів паралельні (аксіальні),або кут між ними не більше ніж45°.

Залежно від розміщення блока циліндрів відносно привідного вала аксіально-поршневі гідромашини бувають з похилим диском і з похилим блоком, а також кулькові насоси-дозатори. Аксіально-поршневі гідромашини з похилим диском бувають як насоси, так і гідромотори. Вони можуть бути регульовані і нерегульовані, реверсивні і нереверсивні.

Принцип роботи аксіально-поршневої гідромашини з похилим блоком: привідний вал від електродвигуна сферичними шарнірами приводить в обертаючий рух поршні. Розподіл рідини — нагнітання і всмоктування, здійснюється серповидними пазами розподільчого руху диску. Поршні перемішаються в нахилиному блоці на величину хід ah, яка визначається величиною кута нахилу блоку α. Поверхня рухомого блоку сковзається по поверхні розподільчого диску. Під час руху поршня від верхньої мертвоїточки до нижньої мертвої точки через серповидний паз всмоктуючої лінії мастило подається до гідромотору.

Компоненти такого гідропривода компактні, у них невелика маса завдяки відсутності в машині з гідроприводом таких традиційно застосовуваних деталей і механічних вузлів, як шестеренні і ланцюгові редуктори, муфти, гальма, барабани лебідок, поліспастні блоки, канати та інші швидко зношуються деталі, що вимагають регулярного технічного обслуговування.

На основі використання насосів і гідромоторів з регульованим робочим об’ємом, розширенням температурного діапазону, широкою стандартизацією гідравлічних компонентів, зниженням рівня шуму, та зниженням металоємності гідромашин і гідроапаратів, гідропривод набуває широкого застосування в машинобу-

дуванні і є невід'ємною складовою частиною сучасних мобільних машин і промислового обладнання.

Список використаних джерел

1. Ломакін А.А. Відцентрові та осьові насоси/Ломакін А.А.— М.: Машинобудування, 1966.-361 с.

2 SulzerKreiselpumpenHandbuch, [1997], Winterthur, Switzerl:-nd: SulzerPumpen.

УДК 621.924.093

А. П. Багач,
О. П. Ящук
Національний авіаційний університет

КРИОГЕННИЙ БЛАСТИНГ ЯК ЕФЕКТИВНИЙ СПОСІБ ОЧИСТКИ МАШИН І МЕХАНІЗМІВ

Наявність забруднень часто ускладнює ефективну експлуатацію обладнання, тому на будь-якому промисловому підприємстві виникає необхідність проведення очищення обладнання, що в свою чергу нерідко призводить до значних простоїв. Крім того, деякі сфери виробництва (такі як харчова) мають обмеження щодо використання певних методів очищення і потребують виключно екологічних способів обробки технологічних поверхонь.

Саме тому актуальною є проблема пошуку більш ефективних, екологічно безпечних і економних способів очищення, таких як криогенний бластинг. Він є альтернативним способом очищення і має ряд переваг в порівнянні з традиційними хімічними і механічними методами очищення.

Криогенний бластинг — це чистка струменем сухого льоду (CO_2, діоксид вуглецю). Він є сухим безвідходним процесом, так як CO_2 не має запаху, безбарвний, негорючий і нетоксичний газ, який видобувається з відходів хімічних і технологічних процесів і відповідним чином очищається. Так як сухий лід не електропровідний, можлива чистка компонентів без їх відключення від

мережі електроживлення, тому у більшості випадків чистка проводиться без попереднього демонтажу компонента.

Струминна чистка сухим льодом не пошкоджує поверхню порівняно із гідроабразивним очищенням [1], так як гранули льоду мають вкрай низьку твердість, завдяки чому можна обробляти компоненти і конструкції з м'яких матеріалів. Приклад очищеної поверхні таким способом демонструє рисунок 1.

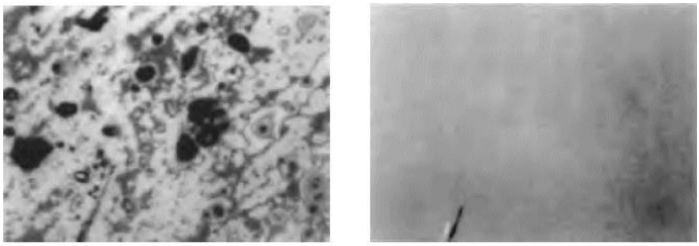


Рисунок 1 — Збільшене в 1000 разів зображення кремнієвої пластини: а) забруднена; б) після очистки сухим льодом

Фізика процесу очищення вуглекислотою полягає в наступному (рисунок 2): частинки сухого льоду прискорюються в носієві, в якості якого виступає стиснуте повітря. Цим струменеве очищення сухим льодом схоже на піскоструминну обробку [2]. Процес базується на створенні високої швидкості частин для отримання необхідної кінетичної енергії.

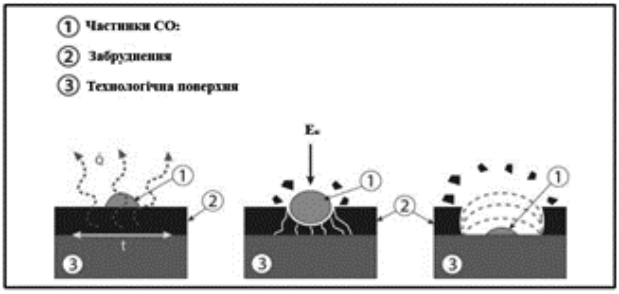


Рисунок 2 — Процес криогенного очищення

Очищувана поверхня різко охолоджується при контакті з гранулами сухого льоду, які мають температуру близько -79°C, в результаті бруд стає крихким і відшаровується від основного матеріалу. Цей ефект заснований на різниці коефіцієнтів термічного розширення матеріалів виробу і забруднення.

При зіткненні з поверхнею сухий лід сублімує (випаровується), при цьому відбувається надзвичайно швидкий процес теплообміну між гранулами льоду і поверхнею. Волога при випаровуванні сухого льоду не утворюється.

Потім газ розширюється в сотні разів в порівнянні з обсягом гранульованого сухого льоду протягом декількох мілісекунд, викликаючи мікровибух в точці удару, в результаті чого забруднення руйнується. Відділення забруднюючих частинок від поверхні відбувається в результаті механічної дії гранул CO_2, що вдаряються об поверхню.

Відокремлені від поверхні частинки бруду відносяться за межі оброблюваної зони аеродинамічною силою, створеною потоками вуглекислого газу та стисненого повітря. Оскільки сухий лід при атмосферному тиску випаровується повністю, то після обробки залишаються лише видалені з поверхні частинки бруду, не змішані з іншими речовинами, на відміну від абразивної обробки [3].

Стиснене повітря продукується компресором і подається під тиском 16 бар в машинку з сухим льодом. Витрата повітря становить 10 $м^3$/хв. Потім сухий лід по магістралі подається до пістолета, яким і обробляють поверхню. Витрату сухого льоду обирають в залежності від ступеня забруднення. Це може бути від 30 до 100 кг/год.

Сухий лід отримують за допомогою генератора сухого льоду, де рідкий діоксид вуглецю розширюється при контрольованих умовах з утворенням пластівців сухого льоду. Ці пластівці пропускають через пластини екструдера, отримуючи гранули у вигляді витягнутих зерен. Розмір частинок сухого льоду, що застосовують для криогенного очищення, становить близько 0,2—0,3 см діаметром, і 0,2—1 см в довжину. М'які типи покриттів і забруднень (гума, силікон, піни і віск, харчові залишки) вимагають застосування гранул великого розміру і з невисокою щільністю потоку суміші. Тверді типи покриттів, такі як лаки, фарби, нагар і т.д., краще очищаються частками меншого розміру з високою щільністю потоку.

Сухий лід має температуру -79°С, його щільність при цій температурі становить 97,5 кг/куб·м. Вуглекислий газ, з якого виготовляють сухий лід, є природним побічним продуктом деяких виробничих процесів (переробка бензину).

Отже, криогенний бластинг має низку переваг відносно традиційних методів очистки, а саме:

- збільшення періоду експлуатації обладнання, так як очищення сухим льодом може проводитися без розбирання обладнання;

- зниження обсягу відходів, через те, що сухий лід випаровується після зіткнення з поверхнею;

- екологічна безпека, оскільки частки сухого льоду зникають при контакті з поверхнею, не викидаючи токсичних речовин у навколишнє середовище (сухий лід не токсичний);

- висока швидкість очищення;

- неабразивний, незаймистий і неелектропровідний метод;

- низький ризик пошкодження обладнання при його використанні: не утворюються вибоїни, поверхня не стирається і не пошкоджуються;

- перешкоджає появі і росту бактерій та цвілі. За рахунок екстремальної температури −79°C сухий лід вбиває бактерії і грибки при контакті. Упродовж чищення відбувається дезінфекція без застосування хімікатів, токсинів або додаткових агентів.

Список використаних джерел

1. Багач, А.П. Оптимізація процесу гідроабразивного струменевого різання шляхом підбору оптимальних параметрів абразиву / А.П. Багач, І.О. Ящук, О.П. Ящук // Гідро- та пневмоприводи машин — сучасні досягнення та застосування. — Вінниця: ВНТУ, 2019. — С. 25—28.

2. Багач, А.П. Рекуперація абразиву як спосіб підвищення ефективності гідроабразивної обробки / А.П. Багач, О.П. Ящук // Промислова гідравліка і пневматика. — Київ: ГЛОБУС-ПРЕС, 2020. — С. 62—65.

3. Багач, А.П. Використання методу гідроабразивного різання при виготовленні деталей із композиційних матеріалів / А.П. Багач, О.П. Ящук // Промислова гідравліка і пневматика. — С. 100—103.

Халіль С. А.
Національний авіаційний університет

ОПТИМІЗАЦІЯ КОНСТРУКТИВНИХ ПАРАМЕТРІВ ЕЛЕКТРООЧИЩУВАЧА ДЛЯ ЗАСТОСУВАННЯ В РІДИННО-ГАЗОВИХ СИСТЕМАХ ЛІТАЛЬНИХ АПАРАТІВ

Ступінь чистоти робочих тіл авіаційних рідинних систем має значний вплив на надійність та ресурс літальних апаратів. До 60% відмов в літальних апаратах під час експлуатації припадає саме на рідинні системи. Причиною є неповна відповідність авіаційних палив, моторних та гідравлічних олив вимогам якості згідно ДСТУ ГОСТ 17216:2004 під час заправки. Під час експлуатації якість палив, олив та спецрідин також знижується.

Доведено високу ефективність руйнування емульсій та суспензій за малою концентрацією дисперсної фази (0,005—0,01%) за допомогою електроочищувачів (ЕО) поляризаційного типу різних конструктивних схем. Основа роботи такого ЕО полягає в використанні діелектрофоретичних явищ. Принциповий вплив на ефективність очищення дрібнодисперсної фази має взаємодія пондеромоторної сили і сили Стокса.

Як відомо, пондеромоторна сила:

$$F_{\text{п}} = \frac{24\pi E_0 E_{\text{с}}(E_{\text{ч}} - E_{\text{с}})(E_{\text{нап}} - E_{\text{с}})}{(E_{\text{ч}} - 2E_{\text{с}})(E_{\text{нап}} - 2E_{\text{с}})} a^3 \frac{r^3}{P^4} E_0^2 \cos^2 v \left[\frac{2(E_{\text{нап}} - E_{\text{с}})r^3}{(E_{\text{нап}} - 2E_{\text{с}})} + 1\right]$$

де E_0, $E_{\text{с}}$, $E_{\text{ч}}$, $E_{\text{нап}}$ — відповідно діелектрична постійна, діелектрична проникність гідравлічної оливи (дисперсійного середовища), частинки та діелектричного наповнювача, в той же час a, r, P, v — розмір частинки, розмір волокна наповнювача, радіус вектор, кут нахилу радіуса-вектора.

Величина пондеромоторної сили $F_{\text{п}}$, що діє на частинку в камерній комірці ЕО (рисунок 1) залежить головним чином від розміру частинки і поляризаційної здатності наповнювача.

Задача оптимізації конструктивних параметрів ЕО для застосування в рідинно-газових системах ЛА зводится до вибору більш технологічного діелектричного наповнювача та зміни геометричної форми міжелектродного простору і відповідно

корпусу з наближенням до форми тіла обертання з виокремленням каналу відвода дисперсної фази.

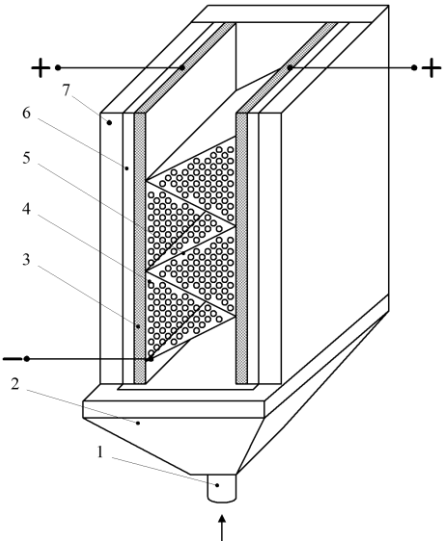


Рисунок 1. 1 — штуцер підвода рідини; 2 — колектор; 3 — позитивний плаский ізольований електрод; 4 — волокнистий поляризаційний наповнювач; 5 — негативний неізольований сітчастий електрод; 6 — герметик; 7 — корпус камерної комірки ЕО.

Для безперервного режиму роботи пропонується формування відповідного профілю неоднорідності електричного поля.

Список використаних джєерел

1. Гаража В. В., Халиль, С. А. Очистка авиационных гидравлических и моторных масел от эмульсионной воды и механических загрязнений в квазипостоянном электрическом поле. Вестник Национального авиационного университета, 1999, 3(2), 248—255.

2. Гаража, В. В., Халіль, С. А. Выбор поляризационного наполнителя для разрушения водно-масляных эмульсий в квазипостоянном электрическом поле электродегидратора. Вестник Национального авиационного университета, 1998, 1(1), 82—87.

УДК [67.02+66-9]:62-12

Р.О. Єременко,
В.М. Бадах, канд. техн. наук
Національний авіаційний університет

ПЕРСПЕКТИВНИЙ ЛІНІЙНИЙ ГІДРАВЛІЧНИЙ ПРИВОД

Аналізуючи тенденції у літакобудуванні загалом і у розвитку гідравлічного привода систем літаків зокрема, можна зробити висновок про те, що перспективним напрямком у даній галузі є пошук нових рішень, здатних втілити в собі прагнення до більшої економічної ефективності, екологічності, зручності виготовлення та експлуатації силових приводів бортових систем.

Після пошуку та опрацювання матеріалу, аналіз якого апробовувався на попередніх конференціях [1—4], і у відповідності до наукової школи кафедри гідрогазових систем Національного авіаційного університету, було обрано загальну тематику наукового дослідження. У залежності від специфіки подальшої роботи тему конкретизують у одному з двох варіантів: «Перспективний лінійний гідравлічний привод» або «Перспективний лінійний електрогідравлічний привод».Наявність двох варіантів теми наукової роботи зумовлена специфікою обрання дослідного об’єкта-прототипа і конструкції розроблюваного об'єкта, а також перспективністю більш тісної гібридизації силової електрики і гідравліки в контексті бортових систем літаків.

Об’єктом-прототипом виступатиме гідравлічний привод, статичні та динамічні характеристики якого було досліджено експериментально в ході попередньої наукової роботи на кафедрі. На його основі буде створено і верифіковано його віртуальну модель, яку буде покладено в основу нового розроблюваного перспективного привода. Предмет дослідження — статичні, динамічні, економічні характеристики розроблюваного об'єкта, подані у порівнянні з характеристиками об’єкта-прототипа.

Мета досліджень — довести перспективність розробки нової моделі привода з урахуванням новітніх технологій проектування і виготовлення гідравлічних машин, яка буде актуальною в контексті сучасних тенденцій у літакобудуванні.

Відповідно до вищезазначеної мети можна визначити ряд задач, які слід розв'язати в ході дослідження, а саме: створення та верифікація моделі існуючого привода-прототипа; розробка нової моделі перспективного привода, проведення чисельного моделювання для отримання робочих характеристик привода; доведення перспективності створення запропонованого привода з використанням новітніх технологій.

Практичне значення даного дослідження полягає у відновлення активної роботи наукової школи кафедри гідрогазових систем з розробки гідравлічних приводів для систем літальних апаратів у відповідності до сучасних тенденцій; результати дослідження можна буде використовувати для виготовлення або модифікації існуючих приводів з використанням новітніх технологій виробництва. Не менш важливим аспектом є можливість залучення результатів дослідження до навчальної практики в процесі підготовки спеціалістів галузі.

Список використаних джерел

1. R. Yeremenko. Prospects of development of the electrohydrostatic actuators. Лісова інженерія: техніка, технологія і довкілля : збірник тез Міжнар. наук. конф., м. Львів, 28—30 трав. 2020 р. Львів: ФОП Кепещук П. М., 2020. С. 61.

2. Бадах В.М., Єременко Р.О. Проблема розробки перспективного електрогідравлічного привода більш електричного літака. Гідроаеромеханіка в інженерній практиці : матеріали Міжнар. наук.-техн. конф., м. Київ, 6—9 жовтня 2020 р. Київ, 2020. С. 373—375.

3. Єременко Р.О., Бадах В.М. Визначення перспективного напрямку дослідження електрогідравлічного привода для системи керування літака. Промислова гідравліка і пневматика : матеріали XXI Міжнар. наук.-техн. конф., м. Київ, 30 листоп. 1 груд. 2020 р. АС ПГП. — Вінниця: ГЛОБУС-ПРЕС, 2020. — С. 107—108.

4. Бадах В.М., Єременко Р.О. Перспективи і проблеми створення гідравлічного привода за допомогою адитивних технологій. Гідроаеромеханіка в інженерній практиці : матеріали Міжнар. наук.-техн. конф., Київ–Херсон, 7—10 вересня 2021 р. С. 337—340.

UDC: 621.671

A. Chernobrova, Ph.D.
Faculty of Mechanical and Power Engineering
Wroclaw University of Science and Technology
Wroclaw, Poland
O. Moloshnyi, Ph.D.

EXPERIMENTAL AND NUMERICAL RESEARCH OF THE PRESSURE DISTRIBUTION IN THE VOLUTE-CASING OF THE DOUBLE-ENTRY CENTRIFUGAL PUMP

A volute-casing is often used in pump construction to drain the fluid from an impeller to an outlet. The working process in this part of a pump is very important since it defines hydraulic losses and the best efficient point (BEP) of a pump. Its main task is the conversion of kinetic energy into potential with the least losses.

The research focuses on static pressure distribution in the volute-casing of the centrifugal double-entry pump. The main goal of the research is to investigate the convention of dynamic pressure into static pressure along the volute. In future, these research results will be used in improvement volute designs to obtain the highest efficiency of the pump. The research was conducted on the double-entry pump with value of specific speed 16, design head (H) 26 m, nominal flow rate (Q_{nom}) 105 m^3/h, rotational speed (n) 1460 rpm. Main volute geometrical parameters: inlet diameter (D_3) 270 mm, volute casing width (b_3) 60 mm, outlet diameter of diffuser 80 mm.

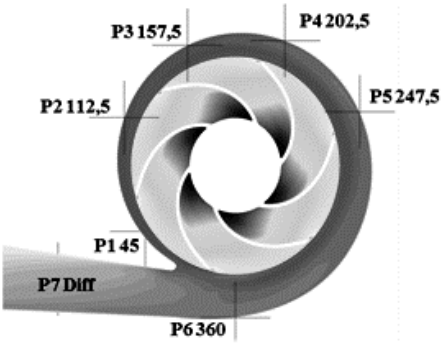


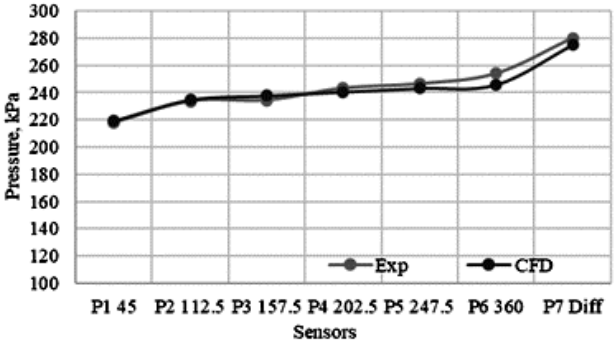
Fig. 1 – Place of sensors mounting

Along the volute-casing was built-in seven sensors (fig. 1). The parameters were measured using sensors Huba Control. The rate of withdrawal was 1 measurement per second.

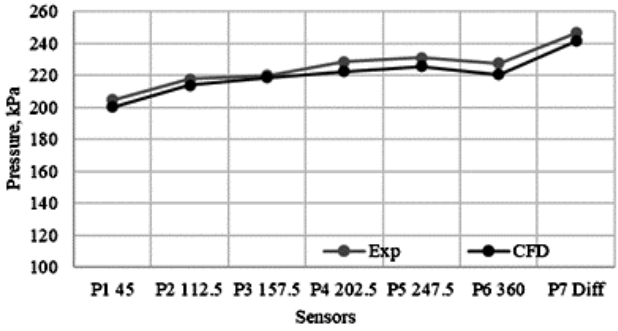
The numerical simulation of the working process of the pump was performed in ANSYS CFX. The constructed numerical model of the flowing part of the pump consists of the inlet pipeline, the inlet casing, the volute-casing, the impeller and the outlet pipeline.

The results of the experiment are illustrated in figure 2. The change in pressure distribution was analysed at 70%, 100% and 120% from the nominal flow rate. The results of the numerical simulation and the experiment differ by 4%. This deviation is explained by not taking into account the volume losses at the numerical simulations.

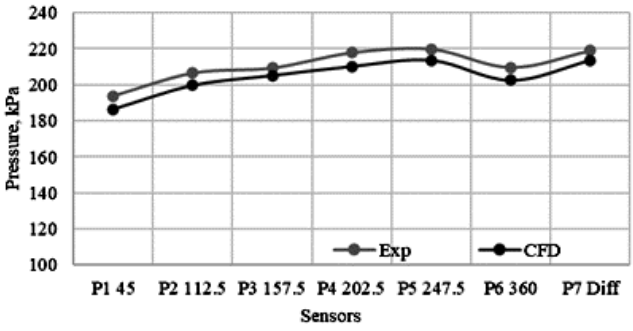
Fig. 2a illustrate a gradual increase of static pressure along the volute at the $0{,}7Q_{nom}$. A sharp increase in pressure is observed between the inlet (P6 360) and outlet (P7 Diff) of the diffuser. Certain differences in the tendency of growth of static pressure are observed at the nominal flow rate (fig. 2b). There is a pressure drop at the diffuser inlet with a sharp increase at the diffuser outlet. It can be explained by the vortices near the tongue in the diffuser beginning. A more pronounced pressure drop is observed at 1.2 Q_{nom} (fig. 2c).



(a)



(b)



(c)

Fig. 2 — Comparison of static pressure at the physical experiments and numerical simulations: a) 0,7 Q_{nom}; b) 1,0 Q_{nom}; c) 1,2 Q_{nom}

According to the results of the research, it is determined that the total growth of static pressure in the spiral is 40 kPa, but the vortex at the inlet to the diffuser reduces the pump's efficiency. Improvement of the shape of its cross section at the inlet will be simulated to increase the efficiency of the pump.

XXII МІЖНАРОДНА НАУКОВО-ТЕХНІЧНА КОНФЕРЕНЦІЯ АС ПГП

ПРОМИСЛОВА ГІДРАВЛІКА І ПНЕВМАТИКА

МАТЕРІАЛИ КОНФЕРЕНЦІЇ

Відповідальний редактор
Т. 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 25.11.2021
Підписано до друку 03.12.2021
Формат 60x84/16. Папір офсетний.
Гарнітура TIMES. Друк цифровий.
Ум. друк. арк. 6,7. Замовл. 27-21.
Наклад за замовленням

Віддруковано з оригіналів замовника.
ТОВ «Нілан-ЛТД»
21034, а/с 8825, м. Вінниця, вул. Немирівське шосе, 62а.
Тел.: (0432) 69-67-69, 603-000.
E-mail: info@tvoru.com.ua, http://www.tvoru.com.ua