Асоціація спеціалістів промислової гідравліки і пневматики АСПГП
Національний авіаційний університет
Сумський державний університет, СумДУ
Громадська спілка Сумський машинобудівний кластер енергетичного обладнання



XXIII МІЖНАРОДНА НАУКОВО-ТЕХНІЧНА КОНФЕРЕНЦІЯ АС ПГП

ПРОМИСЛОВА ГІДРАВЛІКА І ПНЕВМАТИКА

Матеріали конференції

м. КИЇВ

15–16 грудня 2022 року

УДК 62-522:587.35(043.2)

XXIII Міжнародна науково-технічна конференція АС ПГП «Промислова гідравліка і пневматика». Київ, 15–16 грудня 2022 р. : м-ли конф. «Глобус-Прес», 2023. — 208 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».

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

ISBN 547-966-8300-47-5

Рекомендовано до друку Організаційним комітетом конференції

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

ОРГКОМІТЕТ

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

ЗАСТУПНИК ГОЛОВИ ОРГКОМІТЕТУ

Бадах В.М.	канд. техн. наук, с.н.с. завідувач кафедри гідрогазових систем АКФ НАУ (м. Київ)
Кондусь В.Ю.	канд. техн. наук, заст. завідувача кафедри прикладної гідроаеромеханіки СумДУ з наукової роботи (м. Суми)

ВІДПОВІДАЛЬНИЙ СЕКРЕТАР

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

ЧЛЕНИ ОРГКОМІТЕТУ

Башта О.М.	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)
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, доцент (м. Львів)
Мочалін Є.В.	д-р техн. наук, професор (м. Ханчжоу)
Панченко А.І.	д-р техн. наук, професор (м. Мелітополь)
Ремарчук М.П.	д-р техн. наук, професор (м. Харків)
Роговий А.С.	д-р техн. наук, професор (м. Харків)
Сахно Є.Ю.	д-р техн. наук, професор (м. Чернігів)
Струтинський В.Б.	д-р техн. наук, професор (м. Київ)
Тіхенко В.М.	д-р техн. наук, професор (м. Одеса)

Федориненко Д.Ю.	д-р техн. наук, професор (м. Чернігів)
Черкашенко М.В.	д-р техн. наук, професор (м. Харків)
Чернюк В.В.	д-р техн. наук, професор (м. Львів)
Яхно О.М.	д-р техн. наук, професор (м. Київ)
Сотник М.І.	д-р техн. наук, доцент (м. Суми)
Ратушний О.В.	канд. техн. наук, доцент (м. Суми)
Сапожніков С.В.	канд. техн. наук, доцент (м. Суми)
Хованський С.О.	канд. техн. наук, доцент (м. Суми)
Антоненко С.С.	канд. техн. наук, доцент (м. Суми)
Панченко В.О.	канд. техн. наук, доцент (м. Суми)
Кулініч С.П.	канд. техн. наук, доцент (м. Суми)
Папченко А.А.	канд. техн. наук, доцент (м. Суми)
Берладір Х.В.	канд. техн. наук, доцент (м. Суми)
Івченко О.В.	канд. техн. наук, доцент (м. Суми)

СЕКРЕТАРІ

Єременко Р.О.	асистент каф. ГГС НАУ (м. Київ)
Ніколайчук Т.М.	корпоративний секретар ПрАТ «КЦКБА» (м. Київ)

ЗМІСТ

Пленарне засідання

Струтинський В.Б.
ПЕРСПЕКТИВНІ НАПРЯМКИ ТА ПРОБЛЕМИ ВИКОНАННЯ НАУКОВО-ТЕХНІЧНИХ РОБІТ В ГАЛУЗІ ПРОМИСЛОВОЇ ГІДРАВЛІКИ ТА ПНЕВМАТИКИ **13**

Воронін С.В., Стефанов В.О., Мустяц В.В., Стефанов С.О., Гамора В.О.
МОДЕРНІЗОВАНИЙ РЕЙКО- ТА ГРЕБЕНЕЗМАЩУВАЧ З АЕРОЗОЛЬНИМ ТИПОМ НАНЕСЕННЯ МАСТИЛЬНОГО МАТЕРІАЛУ **14**

Панченко А.І., Волошина А.А., Тітова О.А., Влошин А. А
КОНСТРУКТИВНІ ОСОБЛИВОСТІ РОЗПОДІЛЬНИХ СИСТЕМ ПЛАНЕТАРНИХ ГІДРОМОТОРІВ
17

Секція 1 «Технічна гідрогазомеханіка»

Бага В.М., Бондаренко Г. А., Сіренко Б.І., Резнік І.В., Маценко І. М.
ЧИСЕЛЬНЕ ТА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ СОПЛА АБРАЗИВОСТРУМЕНЕВОЇ УСТАНОВКИ **21**

Brazhenko Volodymyr, Makoumbou Said Lease Felanne
NUMERICAL INVESTIGATION OF DYNAMIC FILTRATION WITH ROTATING PERMEABLE MEMBRANE **22**

Губарев О.П., Синицина Є.Ю.
МОДЕЛЮВАННЮ ПРОЦЕСІВ ТЕПЛО- ТА МАСООБМІНУ В ТЕПЛИЧНОМУ ОБ'ЄКТІ **24**

Кривошеєв В.Є., Ночніченко І.В.
ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ КАВІТАЦІЙНІЙНОЇ ОБРОБКИ НА РІДИНИ ВИСОКОЇ В'ЯЗКОСТІ **27**

Литвин Ю.О., Тарасенко Т.В.
ПРОГРАМНО-АПАРАТНИЙ ЛАБОРАТОРНИЙ КОМПЛЕКС ДЛЯ МОНІТОРИНГУ ТЕМПЕРАТУРИ І ВИТРАТИ РОБОЧОЇ РІДИНИ **31**

Литвин Ю.О., Тарасенко Т.В.
ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИЙ СТЕНД ДЛЯ ДОСЛІДЖЕННЯ ХАРАКТЕРУ КОЛИВАНЬ ТОНКОСТІННОЇ ОБОЛОНКИ ПІД ДІЄЮ КАВІТАЦІЙНОГО ПОТОКУ РІДИНИ **34**

Лук'янов П.В., Бадах В.М., Павлова К.С., Рубанович А.Ю
КІНЕМАТИКА ТА ДИНАМІКА ВИПУСКУ ПЕРЕДНЬОЇ ШАСІ ЛІТАКА В СКЛАДНИК ПОГОДНИХ УМОВАХ 36

Лук'янов П.В., Максимов К.Р.
ЛАМІНАРНА ТЕЧІЯ КУЕТТА ПРИ РУСІ ПЛОЩИНИ ІЗ ВЕЛИКОЮ ШВИДКІСТЮ В СТИСЛИВІЙ РІДИНІ 39

Лук'янов П.В., Сун Лінь
ТУРБУЛЕНТНИЙ ПРИМЕЖОВИЙ ШАР СТАЦІОНАРНОЇ ТЕЧІЇ НЕСТИСЛИВОЇ РІДИНИ 41

Лук'янов П.В., Сун Лінь
ПРОСТОРОВА ЗАЛЕЖНІСТЬ МОЛЕКУЛЯРНОЇ В'ЯЗКОСТИ В ЛАМІНАРНІЙ ТЕЧІЇ КУЕТТА 42

Осадчук В.Б., Хільченко А.А.
ОГЛЯД МОДЕЛЕЙ ТУРБУЛЕНТНОСТІ 44

Осадчук В.Б., Хільченко А.А.
ОСОБЛИВОСТІ ВИБОРУ МОДЕЛЕЙ ТУРБУЛЕНТНОСТІ ДЛЯ МОДЕЛЮВАННЯ БАГАТОФАЗНИХ ТЕЧІЙ 48

Роговий А.С., Азаров А.С., Шудрик О.Л.
МОДЕЛЮВАННЯ КАРТИН ТЕЧІЇ ТА ХАРАКТЕРИСТИКИ ВИСОКО-НАПІРНОГО ВІДЦЕНТРОВОГО КОМПРЕСОРА 50

Сахно Є.Ю., Коваленко С.В.
ВИКОРИСТАННЯ СТРУМЕНЕВИХ ТЕХНОЛОГІЙ ДЛЯ СИЛОВОГО ВПЛИВУ НА ВАЛ ГІДРОСТАТИЧНОГО ПІДШИПНИКА 52

Секція 2 «Гідромашини і гідропневмоагрегати»
Аврунін Г.А.

АНАЛІЗ ЗНИЖЕННЯ МАТЕРІАЛОМІСТКОСТІ В СУЧАСНИХ ВИСОКОМОМЕНТНИХ ГІДРОМОТОРАХ 56

Brazhenko Volodymyr, Mbuyu Mputu Eliezer
STUDY OF SEMI-DIRECT ACTING SOLENOID VALVE FOR WATER SUPPLY SYSTEM IN THE WASHING MACHINE 60

Ванєєв С. М., Смоленко Д. В., Мелейчук О. С.
ДОСЛІДЖЕННЯ ГЕОМЕТРИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ПРОТОЧНИХ ЧАСТИН ВИХРОВИХ МАШИН 62

Ванєєв С.М., Мірошниченко О.І., Родимченко Т.С., Мелейчук О.С., Мірошниченко Д.В.
ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ВЕЛИЧИНИ ТОРЦЕВОГО ЗАЗОРУ НА КРУТНИЙ МОМЕНТ СТРУМИННО-РЕАКТИВНОГО РЕВЕРСИВНОГО ПНЕВМОПРИВОДА **63**

Кудраш В.О., Бурдейний М.С., Поліщук Л.К.
ПОРІВНЯННЯ ДИНАМІЧНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ ГІДРАВЛІЧНОГО ТА ЕЛЕКТРОМЕХАНІЧНОГО ПРИВОДІВ **66**

Панченко А.І., Волошина А.А., Тітова О.А., Волошин А.А.
КІНЕМАТИКА РУХУ РОТОРІВ ОРБІТАЛЬНИХ ГІДРОМАШИН **68**

Пенкіна Н.П., Дмитренко О.А.
АНАЛІЗ ВПЛИВУ ВЛАСТИВОСТЕЙ РОБОЧИХ РІДИН НА НАДІЙНІСТЬ РОБОТИ ГІДРОПРИВОДУ МАШИН **73**

Роговий А.С., Нескоромений А.О., Лук'янець С.І., Толстий П.В.
ПОРІВНЯННЯ ХАРАКТЕРИСТИК РОБОТИ НАФТОВИХ СТРМУННИХ НАСОСІВ **77**

Чмуж Я.В., Кебко О. В., Галицький О.О.
НИЗЬКООБЕРТОВІ ВИСОКОМОМЕНТНІ ГІДРОМОТОРИ НА БАЗІ ЦИЛІНДРІВ РІВНОМІРНО РОЗМІЩЕНИХ ПО КОЛУ В ОДНІЙ ПЛОЩИНІ **80**

Бадах В.М., Скиба В.В., Рибальченко В.Ф., Лисиця В.В.
РЕЗУЛЬТАТИ ВИКОРИСТАННЯ ГІДРОСТРУМЕНЕВОГО СКАЛЬПЕЛЯ В АБДОМІНАЛЬНІЙ ХІРУРГІЇ **83**

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

Башта О.Т., Романенко В.Г.
КОМПЛЕКСНИЙ ВПЛИВ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ФАКТОРІВ АВІАЦІЙНИХ ГІДРОСИСТЕМ НА ЗНИЖЕННЯ В'ЯЗКОСТІ ЇХ РОБОЧИХ РІДИН **87**

Башта О.Т., Романенко В.Г.
ВИЗНАЧЕННЯ КІЛЬКОСТІ НЕРОЗЧИНЕНОГО ПОВІТРЯ В РІДИНАХ ГІДРАВЛІЧНИХ СИСТЕМ **88**

Бєліков К.О., Губарев О.П.
ПРОГНОЗУВАННЯ ЧАСУ СПРАЦЮВАННЯ ПНЕВМАТИЧНОГО ЦИЛІНДРА **90**

Бондаренко Г.А., Ященко А.О.
ДОСЛІДЖЕННЯ ТА ПОДАЛЬША МОДЕРНІЗАЦІЯ ПНЕВМАТИЧНИХ ГАЛЬМІВНИХ СИСТЕМ МАНЕВРОВИХ ТЕПЛОВОЗІВ **94**

Губарев О.П., Левченко О.В., Харченко І.А.
ОСОБЛИВОСТІ МОДЕЛЮВАННЯ РОБОТИ ГІДРАВЛІЧНИХ ПРИВОДІВ **95**

Космина С.Ю., Ганпанцурова О.С.
ОБҐРУНТУВАННЯ ПРИНЦИПУ ДІЇ ГІДРОПРИВОДА З ПРУЖНО-ГІДРАВЛІЧНИМ ДОЗУВАННЯМ РІДИНИ **98**
Левченко О.В.
ОСОБЛИВОСТІ ВИЗНАЧЕННЯ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ ГІДРОПРИВОДА З УРАХУВАННЯМ ЛОГІКИ РОБОТИ СИСТЕМИ **102**

Сапожніков С.В., Гребеник Ю.С
ЕНЕРГОЗБЕРЕЖЕННЯ В НАСОСНИХ СИСТЕМАХ **105**

Ситнюк Г.О., Губарєв О.П.
ГІДРАВЛІЧНА СИСТЕМА ЗАМКНЕНОГО ТИПУ ДЛЯ ШТУЧНОГО РЕАБІЛІТАЦІЙНОГО СЕРЦЯ **108**

Ситнюк Г.О., Губарєв О.П.
ПНЕВМАТИЧНА СИСТЕМА ЗАМКНЕНОГО ТИПУ ДЛЯ ШТУЧНОГО РЕАБІЛІТАЦІЙНОГО СЕРЦЯ **112**

Солдаткін Г.В., Губарев О.П.
СТЕНД ДЛЯ ВИЗНАЧЕННЯ ВПЛИВУ ТЕМПЕРАТУРИ РОБОЧОЇ РІДИНИ НА ВИТРАТНУ ХАРАКТЕРИСТИКУ ПРОПОРЦІЙНОГО КЛАПАНА ВИТРАТИ **114**

Хмара О.В., Поліщук Л.К., Піонткевич О.В.
АДАПТИВНА ГІДРОСИСТЕМА КОНВЕЄРА В РЕЖИМІ АВАРІЙНИХ ПЕРЕВАНТАЖЕНЬ **118**

Волянський М.С., Борхаленко Ю.О., Коновалюк О.В., Ващишин О.Є.
ВПЛИВ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ РЕЖИМІВ ГІДРОСИСТЕМИ ТРАКТОРА НА ВЕЛИЧИНУ ДІАГНОСТИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ **121**

Секція 4 «Обладнання та енергоефективність гідродинамічних машин»

Андрусяк В. О., Лугова С. О.
ОГЛЯД ТИПІВ КОМБІНОВАНИХ ВІДВОДІВ ТА МЕТОДИКИ ЇХ ПРОЄКТУВАННЯ В БАГАТОСТУПІНЧАТИХ НАСОСАХ **125**

Безсмертний О. С., Ратушний О. В.
ЗАСТОСУВАННЯ РОБОЧИХ КОЛІС В НАСОСІ ВИГОТОВЛЕНИХ МЕТОДОМ 3D ДРУКУ **128**

Ворожка А. С., Тягно О. В., Папченко А.А.
ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ЗАКРУТКИ ПОТОКУ В ПІДВІДНОМУ ПРИСТРОЮ КОНСОЛЬНОГО ВІДЦЕНТРОВОГО НАСОСУ НА ЙОГО РОБОЧІ ХАРАКТЕРИСТИКИ **130**

Джафаров Т. В., Ратушний О. В.
ВИВЧЕННЯ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ ПРИ СТВОРЕННІ ВІД'ЄМНОЇ ЗАКРУТКИ НА ВХОДІ ДО РОБОЧОГО КОЛЕСА ВІДЦЕНТРОВОГО НАСОСА **134**

Кондусь В. Ю.
ПРО РОЗВИТОК КЛАСТЕРНОГО РУХУ З МЕТОЮ ПОДОЛАННЯ СПІЛЬНИХ НАУКОВО-ТЕХНІЧНИХ ВИКЛИКІВ ПРОМИСЛОВИХ ПІДПРИЄМСТВ **137**

Кондусь В. Ю., Гусак О. Г.
ПЕРСПЕКТИВИ ПРОМИСЛОВОГО ВПРОВАДЖЕННЯ ТИХОХІДНИХ ВИСОКОНАПІРНИХ СТУПЕНІВ НАСОСІВ З МЕТОЮ ПІДТРИМКИ ПЛАСТОВОГО ТИСКУ В СФЕРІ НАФТОВИДОБУВАННЯ **140**

Кондусь В. Ю., Жуков А. М.
АНАЛІЗ МОЖЛИВОСТЕЙ УДОСКОНАЛЕННЯ ВІЛЬНОВИХРОВИХ НАСОСІВ З ОГЛЯДУ НА ЗДАТНІСТЬ САМООЧИЩЕННЯ ЇХ ПРОТОЧНИХ ЧАСТИН **144**

Кондусь В. Ю., Пузік Р. В.
ПРО ДОЦІЛЬНІСТЬ МОДЕРНІЗАЦІЇ НАЯВНОГО ПАРАМЕТРИЧНОГО РЯДУ ВІЛЬНОВИХРОВИХ НАСОСІВ ДЛЯ ТРАНСПОРТУВАННЯ РІДИН З ВКЛЮЧЕННЯМИ **148**

Куліков О. А., Ратушний О. В.
ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ПІДРІЗКИ РОБОЧОГО КОЛЕСА І ВЕЛИЧИНИ ЛОПАТЕВОГО ДИСКУ НА ЇХ НАПІРНІ ТА ЕНЕРГЕТИЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ **152**

Куліков О. А., Ратушний О. В.
ДОСЛІДЖЕННЯ ЧАСТОТИ ОБЕРТАННЯ КОНТРРОТОРНИХ ЕЛЕМЕНТІВ СТУПЕНЯ НА ЇХ НАПІРНІ ТА ЕНЕРГЕТИЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ **155**

Лугова С. О., Маківський О. С.
ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ГЕОМЕТРІЇ ПРОТОЧНОЇ ЧАСТИНИ НА ОСЬОВУ СИЛУ ШЛЯХОМ ЧИСЕЛЬНОГО МОДЕЛЮВАННЯ ТЕЧІЇ В БОКОВИХ ПАЗУХАХ **158**

Петренко С. С., Панченко В. О.
ДОСЛІДЖЕННЯ НАПРЯМНОГО АПАРАТА ПРОМІЖНОГО СТУПЕНЯ ВІДЦЕНТРОВОГО НАСОСА **160**

Сисенко В. В. Панченко В. О.
РОТОРНИЙ ГІДРОАКУМУЛЯТОР **162**

Юрченко О. Ю., Склабінський В. І., Гусак О. Г.
ВПЛИВ ФОРМИ ДНИЩА ВІБРАЦІЙНОГО ГРАНУЛЯТОРА МІНЕРАЛЬНИХ ДОБРИВ НА ОСНОВНІ ПАРАМЕТРІВ ТЕХНОЛОГІЧНОГО ПРОЦЕСУ **164**

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

Борзов С.А., Кравченко І.Ф., Кульбіда А.Б., Лозня С.В.,Ясиніцкий Е.П.
АНАЛІЗ ПУЛЬСАЦІЙ ТИСКУ ПАЛИВА ПЛУНЖЕРНИХ НАСОСІВ ГАЗОТУРБІННИХ ДВИГУНІВ **167**

Борзов С.А., Лозня С.В., Ясиніцкий Е.П.
АПРОБАЦІЯ МЕТОДІВ СИНХРОННОГО АНАЛІЗУ СИГНАЛІВ ПУЛЬСАЦІЙ ТИСКУ ПАЛИВА ПРИ НЕСТАБІЛЬНИХ ВЕЛИЧИНАХ ОБЕРТАННЯ ВАЛУ ПАЛИВНОГО НАСОСА **170**

Губарев О. П., Синицина Є. Ю.
ВПЛИВ МАТЕРІАЛІВ НА РЕГУЛЮВАННЯ ТЕМПЕРАТУРНОГО РЕЖИМУ ТЕПЛИЧНОГО ОБ'ЄКТУ **174**

Дулєпов А. А., Глобін Є. В., Балалаєва К. В.
МОДЕЛЮВАННЯ ТЕЧІЇ В СТУПЕНІ ОСЬОВОГО КОМПРЕСОРА ROTOR 37 **176**

Андріїшин М.П., Капітанчук К.І., Отрощенко В.В., Пікуль М.О.
ДОСЛІДЖЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ РОБОТИ МАГІСТРАЛЬНОГО ГАЗОПРОВОДУ В ЗАЛЕЖНОСТІ ВІД ЙОГО ПРОДУКТИВНОСТІ ТА ЗУПИНКИ ЛІНІЙНИХ КОМПРЕСОРНИХ СТАНЦІЙ **179**

Ковтун А.А., Балалаєва К.В.
ВПЛИВ АЕРОДИНАМІЧНОГО ВДОСКОНАЛЕННЯ КОМПРЕСОРІВ НА ЕФЕКТИВНІСТЬ АВІАЦІЙНИХ ГАЗОТУРБІННИХ ДВИГУНІВ **182**

Корінєвський К.О., Ящук О.П.
ВИКОРИСТАННЯ АДИТИВНИХ ТЕХНОЛОГІЙ ПРИ ВИГОТОВЛЕННІ ДЕТАЛЕЙ АВІАКОСМІЧНОЇ ТЕХНІКИ **184**

Луста Ю. Р.
СИСТЕМАТИЗАЦІЯ ТА АНАЛІЗ РИЗИКІВ В ПРОЦЕСІ ВИКОРИСТАННЯ НАВІСНОГО ОБЛАДНАННЯ З ГІДРАВЛІЧНИМ ПРИВОДОМ **187**

Nikitina G., Volianska L., Ratynskiy V.
GAS FLOW IN THE GDS REDUCTION LINE UNDER CONDITIONS OF CHANGES IN THE CAPACITY OF THE STATION **191**

Фалько В. В.
ШЛЯХИ ЗНИЖЕННЯ ШКІДЛИВОЇ ДІЇ ШУМУ В НАФТОГАЗОВИДОБУВНІЙ ГАЛУЗІ **196**

Болюбаш В.А., Шевченко В.І., Борхаленко Ю.О., Вислободський П.Й.
ЗАЛЕЖНІСТЬ ПОКАЗНИКІВ НАДІЙНОСТІ ЗЕРНОЗБИРАЛЬНИХ КОМБАЙНІВ ДОМІНАТОР МЕГА-208 ВІД ТЕРМІНУ ЇХ ВИКОРИСТАННЯ **200**

Момотюк В.В., Гребінчак О.І., Шевченко В.І.,Борхаленко Ю.О., Терновик В.Я.
ЕНЕРГОЕФЕКТИВНІСТЬ ТА ЕНЕРГОЗБЕРЕЖЕННЯ У ЗАКЛАДАХ ОСВІТИ **203**

ПЛЕНАРНЕ ЗАСІДАННЯ

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

ПЕРСПЕКТИВНІ НАПРЯМКИ ТА ПРОБЛЕМИ ВИКОНАННЯ НАУКОВО-ТЕХНІЧНИХ РОБІТ У ГАЛУЗІ ПРОМИСЛОВОЇ ГІДРАВЛІКИ ТА ПНЕВМАТИКИ

У даний час Україна потребує кардинального розвитку науково-технічних робіт у галузі промислової гідравліки та пневматики.

Дослідження та промислове виробництво в даній галузі мають давні традиції і широкі перспективи.

Наукові 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. Наявні вагомі здобутки в галузі проєктування та виготовлення елементів та систем промислової гідравліки та пневматики.

На сьогодні існує потужна основа для розвитку науково-технічних робіт у галузі промислової гідравліки та пневматики. У даному напрямку працюють висококваліфіковані фахівці. Слід відзначити високий науковий рівень наукових розробок українських вчених значні науково-технічні результати.

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 обставин останнього часу.

Головною проблемою є втрати потужностей української промисловості . Різко зменшена кількість промислових підприємств, що виготовляли пристрої промислової гідравліки і пневматики. Чимало підприємств перепрофільовані або закриті. Ліквідовані державні науково-технічні програми, що включали розробки пристроїв промислової гідравліки і пневматики. Наявні втрати на багатьох заводах, конструкторських бюро та науково-дослідних установах. Фахівці промисловості не мають можливості виконувати науково-дослідні роботи.

Для вирішення проблем необхідні кардинальні заходи на рівні Верховної ради та Кабінету Міністрів України.

Суттєво зменшена можливість практичного використання досвіду розроблення та експлуатації пристроїв промислової гідравліки та пневматики, що виробляються або експлуатуються на підприємствах.

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.

Проблему втрати окремих наукових шкіл України в галузі промислової гідравліки та пневматики можна вважати найбільш суттєвою. Є загроза в найближчому майбутньому в Україні значного зниження або навіть ліквідації наукового напряму в галузі промислової гідравліки та пневматики.

Для вирішення вказаних проблем треба провести 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 621.89

С.В. Воронін, д-р техн. наук, професор,
В.О. Стефанов, канд. техн. наук, доцент,
С.О. Стефанов,
В.О. Гамора
Український державний університет
залізничного транспорту
В.В. Мустяц
Акціонерне товариство «Укрзалізниця»

МОДЕРНІЗОВАНИЙ РЕЙКО- ТА ГРЕБЕНЕЗМАЩУВАЧ З АЕРОЗОЛЬНИМ ТИПОМ НАНЕСЕННЯ МАСТИЛЬНОГО МАТЕРІАЛУ

Серед діючих в Україні та інших країнах світу систем змащування рейок та гребенів коліс рухомого складу, до яких відносяться гребенезмащувачі, пересувні та стаціонарні рейкозмащувачі, найменш уніфікованими та стандартизованими є пересувні рейкозмащувачі.

Це пов'язано з тим, що сьогодні відсутні єдині науково обґрунтовані вимоги до конструктивного виконання таких систем, мастильних матеріалів для них, а також методу та техніки нанесення мастильних матеріалів на робочу поверхню рейки, особливо в кривих ділянках колії [1–4].

Зважаючи на такий поточний стан техніко-економічного забезпечення цих систем основними задачами з підвищення їх ефективності є: зменшення витрат мастильних матеріалів; підвищення точності нанесення мастильного матеріалу в робочу зону; застосування мастильних матеріалів з високими протизношувальними властивостями; впровадження систем автоматизації процесу змащування рейки.

Нами запропонований гребене- та рейкозмащувач, який працює за принципом аерозольного нанесення мастильного матеріалу на робочу поверхню рейки та гребень колеса, при цьому аерозоль утворюється в розпилювачі – форсунці, а подача мастильного матеріалу здійснюється стисненим повітрям. Основними параметрами такого процесу є геометричні параметри деталей робочої камери форсунки, тиск повітря P, залежні від нього витрати мастильного матеріалу Q та витрати повітря через форсунку.

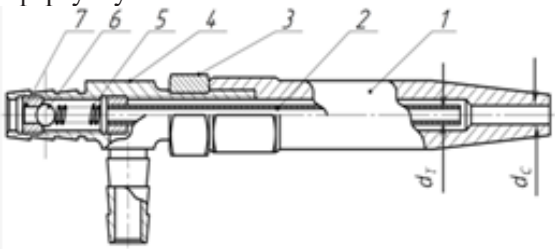


Рисунок 1 – Ескіз експериментальної форсунки:
1 – сопло, 2 – трубка, 3 – контргайка, 4 – трійник,
5 – пружина, 6 – кулька зворотного клапану, 7 – сідло клапану

Ескіз експериментальної моделі форсунки показано на рисунку 1. Геометричними параметрами деталей робочої камери форсунки, які впливають на процес змащування, є діаметр вихідного отвору сопла 1 – dC та внутрішній діаметр трубки 2 – dT.

Для проведення експериментальних досліджень процесу рейкозмащування був розроблений лабораторний пристрій, який

реалізує заданий процес змащування. Зведені результати досліджень представлено у вигляді графіків на рисунку 2.

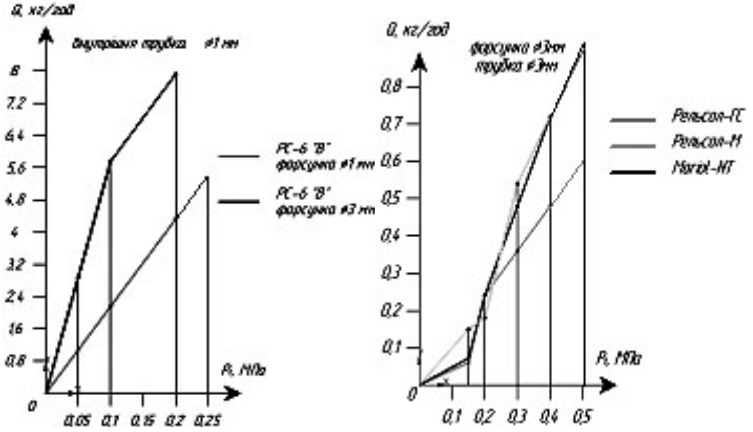


Рисунок 2 – Результати досліджень

Отримані результати дозволили розробити рекомендації до автоматичної системи керування, за допомогою якої подача мастильного матеріалу регулюється величиною стисненого повітря та залежить від типу мастильного матеріалу і швидкості руху електровоза.

Список використаних джерел

1. Місцева інструкція по експлуатації та ремонту пристрою рейкозмащування на базі електровозів ВЛ11М в локомотивному депо Львів-Захід. Львів, 2015, 7 с.

2. Инновационный дайджест [Електронний ресурс] – Режим доступу до ресурсу: http://rzd-expo.ru/innovation/resource_saving/resoursce_saving/section1/Section5_4/index.php

3. Рельсосмазывательная машина РСМ1 [Електронний ресурс] – Режим доступу до ресурсу: http://old.admoblkaluga.ru/New/Industry/Engind/ LTZ/RSM1.htm

4. Контактные задачи железнодорожного транспорта – рельсосмазыватель конструкции вникти [Електронний ресурс] – Режим доступу до ресурсу: https://lokomo.ru/podvizhnoy-sostav/kontaktnye-zadachi-zheleznodorozhnogo-transporta/Page-39.html

УДК 621.225.001.4

А.І. Панченко, д-р техн. наук
А.А. Волошина, д-р техн. наук
Таврійський державний агротехнологічний університет
імені Дмитра Моторного
О.А. Тітова, д-р пед. наук
Інститут професійної освіти НАПН України
А.А. Волошин
ВСП «Мелітопольський фаховий коледж ТДАТУ»

КОНСТРУКТИВНІ ОСОБЛИВОСТІ РОЗПОДІЛЬНИХ СИСТЕМ ПЛАНЕТАРНИХ ГІДРОМОТОРІВ

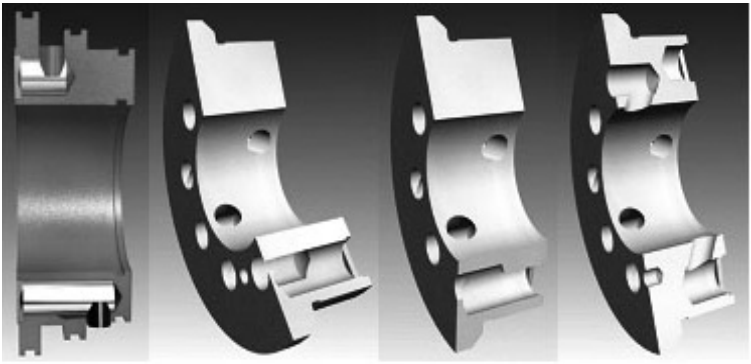
Аналіз конструкцій планетарних гідромоторів свідчить [1–5], що у більшості випадків для формування гідравлічного поля в них застосовується торцевий розподіл робочої рідини, тому що при рівній продуктивності відносна швидкість ротора по прилеглих до нього поверхнях у планетарній гідромашині в десятки разів менше, а малі швидкості ротора дозволяють встановлювати значно менший зазор, який забезпечує високий об'ємний ККД.

Фізичні процеси, які здійснюють перебіг в торцевій системі планетарного гідромотора та її елементах [4] в процесі роботи, завжди пов'язані з рухом робочої рідини по каналах з місцевими опорами, а також через вікна розподільних систем [1, 3–5].

На рисунку 1, а представлені канали (проточні частини), виконані в золотнику, а на рисунках 1, б, в, г варіанти каналів, які виконують у розподільнику. Розглянемо рух робочої рідини по каналах, що виконані в золотнику (рисунок 1, а) та по трьом видах каналів, що виконано в розподільнику (рисунки 1, б, в, г).

На рисунку 2, а представлений рух робочої рідини по каналу розподільника, наведеного на рисунку 1, б. Робоча рідина під тиском (червоного кольору) через вхідний отвір кришки попадає в кільцеву проточку між кришкою і золотником 5 (зеленого кольору), з якої робоча рідина надходить до радіальних 6 і торцевих 7 каналів золотника 5 до вікон нагнітання, які сполучаються з торцевою поверхнею розподільника 3 (прозорого кольору). Через робочі вікна розподільника 3, що виконані на його торцевій поверхні, робоча рідина

по каналах 4 надходить в робочу камеру, утворену внутрішньою зубчастою поверхнею охоплюючого витискувача 1 (жовтого кольору) та зовнішньою поверхнею охоплюваного 2 (внутрішнього) витискувача.



а *б* *в* *г*

Рисунок 1 – Канали (проточні частини), по яких переміщається робоча рідина: а – в золотнику; б, в, г – у розподільнику.

При обертанні розподільника 3, порожнина нагнітання (червоного кольору) зміниться порожниною зливу (синього кольору), тобто рідина витіснятиметься з робочої камери (рисунок 2, б). Потім робоча рідина по каналу 4 розподільника 3 потрапить до вікон, розташованих на торцевій поверхні розподільника, які сполучаються з вікнами зливу, розташованими на торцевій поверхні золотника 5. Далі робоча рідина по торцевим 7 та радіальним 6 каналам золотника 5 надходить до кільцевої проточки між кришкою та золотником і звідти потрапляє на злив. Рух робочої рідини по каналу розподільника, наведеного на рисунку 1, в, що представлений на рисунку 2 (в, г), аналогічний попередньому (рисунок 2, а, б).

На рисунку 2 (д, ж) видно рух робочої рідини каналом розподільника, показаного на рисунку. 1, г, у випадку, коли в роботі розподільної системи беруть участь додаткові розвантажувальні вікна [4]. З рисунка 2, ж видно, що робоча рідина з вікон нагнітання золотника 5, які сполучаються з вікнами розподільника 3, потрапляє у розвантажувальне вікно, а після цього по каналу 4, виконаному в розподільнику 3 з'єднується з гвинтовою канавкою на валу, та надходить до діаметрально протилежної робочої камери.

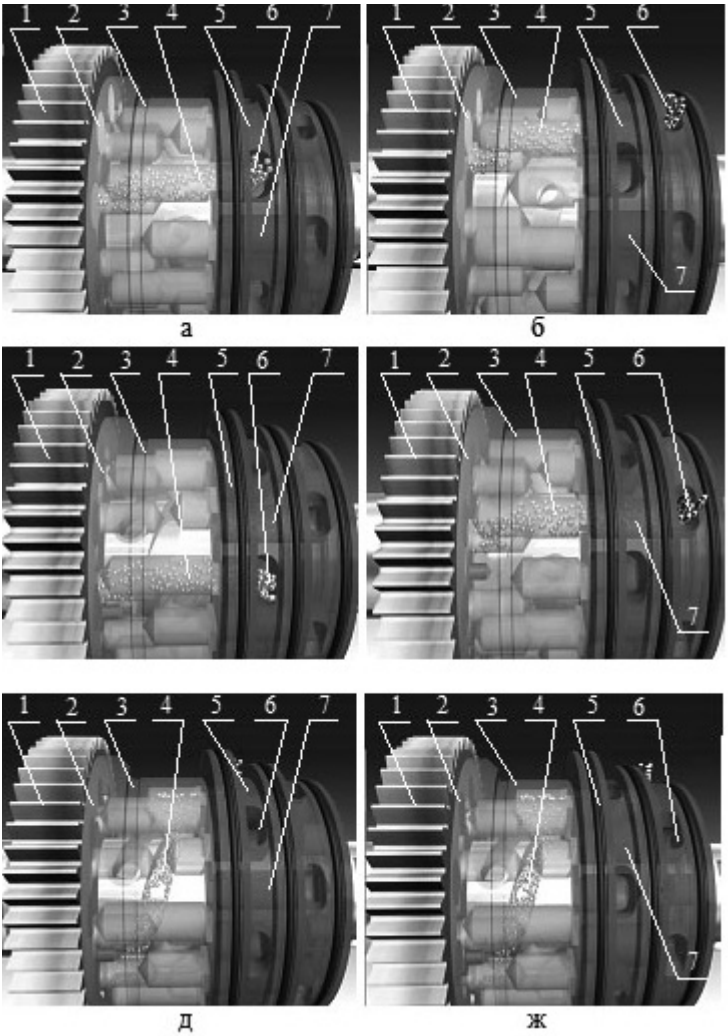


Рисунок 2 – Рух робочої рідини по каналах, виконаним в розподільнику, що відповідають рисункам 1, б (а, б); 1, в (в, г); г (д, ж): а, в, д – зона нагнітання; б, г, ж – зона зливу; 1 – охоплюючий витискувач; 2 – охоплюваний витискувач; 3 – розподільник; 4 – канал розподільника; 5 – золотник; 6 – радіальний; 7 – торцевий канал золотника.

Розглянуті гідромотори призначені для гідрофікації приводів активних робочих органів та ходових систем самохідної техніки, і здатні забезпечити частоту обертання робочого органу в діапазоні від 40 до 2500 об/хв при зміні потужності від 8 кВт до 33 кВт.

При обертанні розподільника, порожнина нагнітання змінюється порожниною зливу (рисунок 2, ж), і робоча рідина витискається з робочої камери. Таким чином, робоча рідина через канал 4, виконаний в розподільнику 3, потрапляє до гвинтового каналу, виконаний на валу до вікна розподільника, яке сполучається з вікном зливу золотника 5, виконаному на його торцевій поверхні. Після чого по торцевому 7 і радіальному 6 каналах золотника 5 робоча рідина надходить до кільцевої проточки між кришкою і золотником 5 та потрапляє на злив.

Відмінними рисами гідромоторів серії ПРГ є те, що зміна частоти обертання їх вихідного вала знаходиться в діапазоні 40–2500 об/хв, компенсування орбітального руху витискувачів здійснюється через зовнішне зубчастого зачеплення, а розподіл робочої рідини виконується торцевою розподільною системою.

Список використаних джерел

1. Способы распределения рабочей жидкости в планетарных гидромашинах [Текст] / А.И. Панченко, А.А. Волошина, И.А. Панченко // Вісник НТУ «ХПІ», 2016. – № 20 (1192) – С.46–52.

2. 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.

3. Обґрунтування кінематичних схем розподільних систем гідромашин планетарного типу [Текст] / А.И. Панченко, А.А. Волошина, И.А. Панченко // Праці ТДАТУ. – Мелітополь: ТДАТУ, 2018.– Вип. 18. – Т. 2. – С. 30–49.

4. 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.

5. Поліпшення вихідних характеристик планетарних гідромашин [Текст] / А.І. Панченко, А.А. Волошина, І. А. Панченко, А. І. Засядько // Праці ТДАТУ. – Мелітополь: ТДАТУ, 2019. – Вип. 19. – Т. 2. – С. 68–85.

СЕКЦІЯ 1
ТЕХНІЧНА ГІДРОГАЗОМЕХАНІКА

ЧИСЕЛЬНЕ ТА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ СОПЛА АБРАЗИВОСТРУМЕНЕВОЇ УСТАНОВКИ

В.М. Бага, канд. техн наук,
Г.А. Бондаренко, професор
Б.І. Сіренко,
І.В. Резнік,
І.М. Маценко,
Сумський Державний університет

В даній роботі проводилася серія чисельних та експериментальних досліджень робочого сопла абразивоструменевої установки з метою пошуку більш раціональної його конструкції.

Нашею задачею було виконання пошуку числових значень внутрішнього діаметру *d* та довжини сопла l при яких воно працює з найбільшою ефективністю. Сопло повинно працювати при мінімальній потребі стисненого повітря. Замалі значення діаметру *d* призводять до непрацездатності сопла. Завеликі, до різкого підвищення витрати повітря. В свою чергу короткі сопла швидко зношуються, є менш стійкими до нерівномірного зносу, а в довгих маємо надлишковий опір, що призводить до втрати швидкості на виході з сопла.

Основними показниками ефективності є значення швидкості на виході з сопла та час обробки квадратного метра деталі. Чим вища швидкість абразиву, тим вважається потужніше сопло. Експериментально встановлено, що мінімальний діаметр сопла складає 6,8–7,2 мм. При менших його значеннях сопло закупорюється, кут розкриття струї стає мінімальним та швидкість абразивної суміші на виході зменшується в декілька разів, що робить сопло непридатним для роботи.

Встановлено, що зменшення довжини сопла (до 4-5 мм) призводить до підвищення швидкості на виході більш ніж вдвічі, що підвищує значення масової витрати абразивної суміші та коефіцієнта витрати сопла. Це створює умови до підвищення ефективності роботи

ежекторно-очисної установки, а саме час обробки квадратного метра металу зменшується в 4,5 рази і складає 2 хвилини. Збільшується тривалість безперервної роботи сопла на заданому режимі з 20 хв до 55 хв.

Експериментально підтверджена працездатність сопла Вентурі виконаного зі Ст. 40. Воно на 30 % ефективніше за циліндричне сопло того ж діаметру.

На циліндричному соплі з діаметром d = 7 мм та довжиною l = 24 м випробовувалися такі покриття як карбонітрація та хромування. Проведення карбонітрації дало змогу підвищити час експлуатації сопла на 7 годин без видимих ознак зносу. Хромування поверхні виявилося менш стійким до дії абразивного матеріалу, тривалість експлуатації сопла з хромованою проточною частиною підвищився на 4 години. Досліди показали незадовільну стійкість вищевказаних покриттів до дії абразивного матеріалу.

UDC 628.16.081

Brazhenko Volodymyr, Ph.D.,
Makoumbou Said Lease Felanne
College of Engineering,
Zhejiang Normal University, Jinhua, China

NUMERICAL INVESTIGATION OF DYNAMIC FILTRATION WITH ROTATING PERMEABLE MEMBRANE

The study of new water purification methods is especially relevant against the background of modern environmental pollution, in particular, the world ocean [1]. In this paper, we focused attention on the filter with a rotating permeable membrane. Filters with a rotating membrane have many advantages and can potentially be universal devices for removing mechanical impurities from various liquids [2].

Usually, for this type of study, the most acceptable is the RANS equations used together with the corresponding differential turbulence model when describing fluid motion. The most appropriate for this type of flow should be considered a model that correctly calculates the near-wall flows and flows with the curvature of the streamlines. It is most advisable to use

the SST k-ω turbulence model to study the fluid movement in the filter working area [3]. The model satisfies all the requirements for this type of flow and with which adequate results can be obtained for the distribution of the hydrodynamic characteristics of the flow under study.

In our work, we focused on a two-dimensional filter model, where the liquid and solid phases' motion was taken into account (Fig. 1). Figure 1a shows the operation principle of a filter with a rotating membrane. The suspension (mixture of liquid with solid particles) enters the filter, the liquid is cleaned, and the particles accumulate in a special filter cavity (bin). The filtrate is discharged through the outlet pipe. The design of the filter housing with a stepped form is presented as an object of research. In this paper, we used the Euler-Lagrange approach, the fluid flow field was determined (Fig. 1 b), and the trajectories of admixture particles were studied on its basis (Fig. 1 c, d). We considered a flow regime in which the filter rotation rate was 20 radians per second, and the filtration rate was characterized by a Reynolds number of 1045. The study concludes the feasibility of using a filter design with a housing with a stepped form.

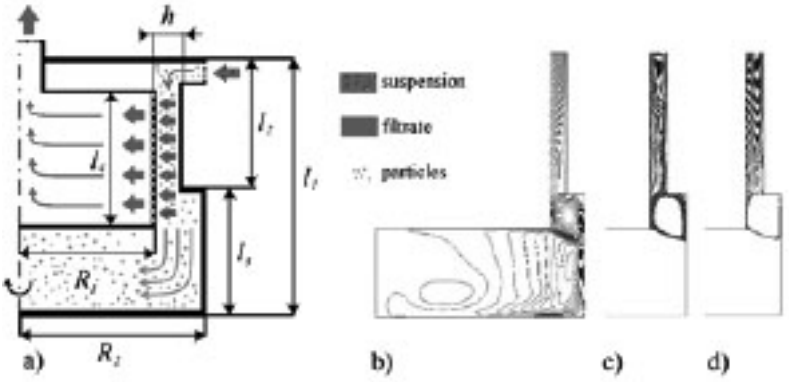


Figure 1–Schematic of a filter with a rotating membrane (a), flow lines (b) and particle trajectories (c, d).

Reference

[1] UNESCO, UN-Water, 2020: United Nations World Water Development Report 2020: Water and Climate Change, Paris, UNESCO.

[2] V. Brazhenko, Y. Qiu, I. Mochalin, G. Zhu, J.-C. Cai, and D. Wang, "Study of hydraulic oil filtration process from solid admixtures using rotating

perforated cylinder," Journal of the Taiwan Institute of Chemical Engineers, vol. 141, p. 104578, Dec. 2022, doi: 10.1016/j.jtice.2022.104578.

[3] V. Brazhenko and I. Mochalin, "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, vol. 235, no. 12, pp. 2180–2191, Jun. 2021, doi: 10.1177/0954406220950346.

УДК 532.513.1

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

МОДЕЛЮВАННЮ ПРОЦЕСІВ ТЕПЛО- ТА МАСООБМІНУ В ТЕПЛИЧНОМУ ОБ'ЄКТІ

Сучасні методи регулювання мікроклімату тепличних об'єктів зводяться до найпростішого – регулювання потоку повітряних мас шляхом відкриття та закриття заслінки. Регулюючий орган трубопровідної арматури являє собою зміну гідравлічного опору. Через зміну поперечного перерізу відкриття заслінки відбувається регулювання витрати повітря повітропроводу. Таким чином, зміна поперечного перерізу залежить від кута відкриття заслінки, а тому і сама витрата повітря є залежною від даної величини. У даній роботі основна увага приділяється моделюванню процесів тепло- та масообміну в тепличному об'єкті за допомогою програмного забезпечення ANSYS [1].

Упродовж моделювання було розглянуто три основні змінні. Це температура повітря, її швидкість та тиск. Усі параметри було виміряно в десяти точках замкненого об'єму теплиці та в різні інтервали часу [2,3]. Розглянемо результати моделювання температури, швидкості та тиску в тепличному об'єкті (рисунок 1,2,3). А також графіки залежності температури, швидкості та тиску повітря від часу (рисунок 4,5,6).

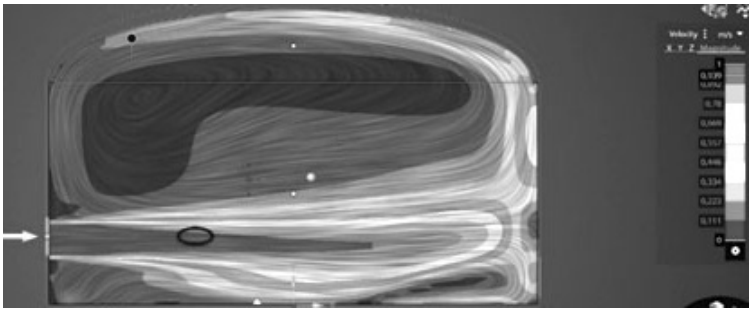


Рисунок 1 – Результати моделювання швидкості в тепличному об'єкті

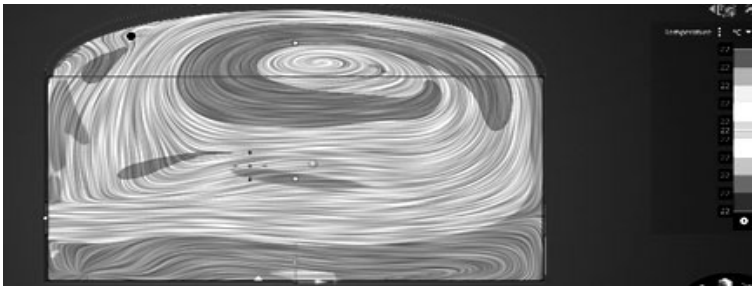


Рисунок 2 – Результати моделювання температури в тепличному об'єкті

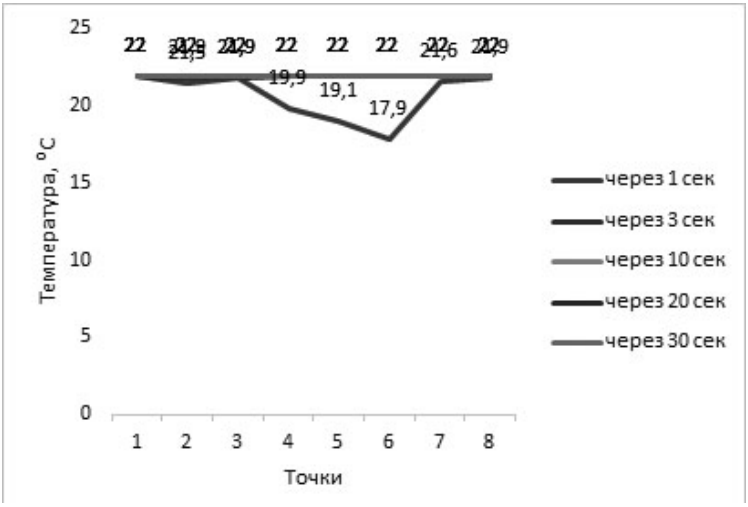


Рисунок 3 – Графік залежності зміни температури від часу

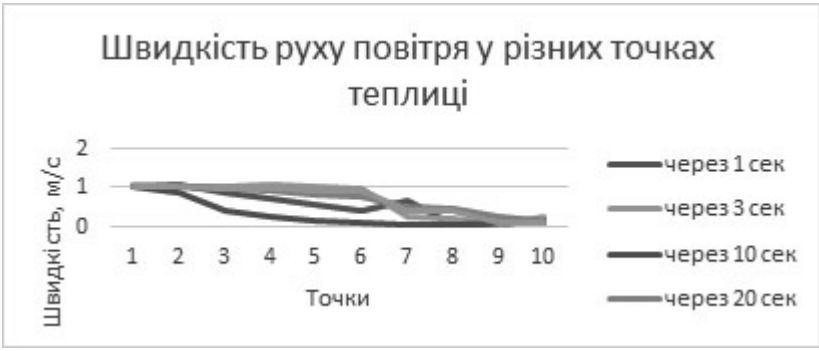


Рисунок 4 – Графік залежності зміни швидкості від часу

Отже, з рисунку 1 та 4 можна зробити висновки, що швидкість повітря в теплиці нерівномірно зменшується. Максимальна швидкість повітря досягається на вході в теплицю, через провітрювані вікна. Біля стін створюються застійні зони швидкість руху повітря біля яких становить 0,1 м/с.

З рисунку 2 та 4 можна зробити висновки, що розподіл температури в теплиці відбувається рівномірно, середня температура повітря складає 22 ºС, що відповідає заданим умовам.

Список використаних джерел

1. Яценко, О.В. Моделювання процесів тепло – і масообміну в теплиці при використанні альтернативних джерел енергії, 2013 р.

2. Вплив вентиляційних отворів на мікроклімат всередині багатопролітних теплиць протягом літа та зимових сезонів. Ke-shi Hea, Da-yue Chena, Li-juan Sunb, Zheng-lu Liuc і Zhen-yu Huanga. 2015.

3. Microclimate Prediction for Dynamic Greenhouse Climate Control. Oliver Ko¨rner1, Jesper Mazanti Aaslyng, and Andrea Utoft Andreassen. 2007.

УДК 543.8 + 541.13

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

ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ КАВІТАЦІЙНІЙНОЇ ОБРОБКИ НА РІДИНИ ВИСОКОЇ В'ЯЗКОСТІ

Для експериментального вивчення впливу кавітаційної обробки рідин високої в'язкості ми використали модель гідродинамічного кавітатора у вигляді прозорого циліндра з оргскла (рисунок 1) [1].

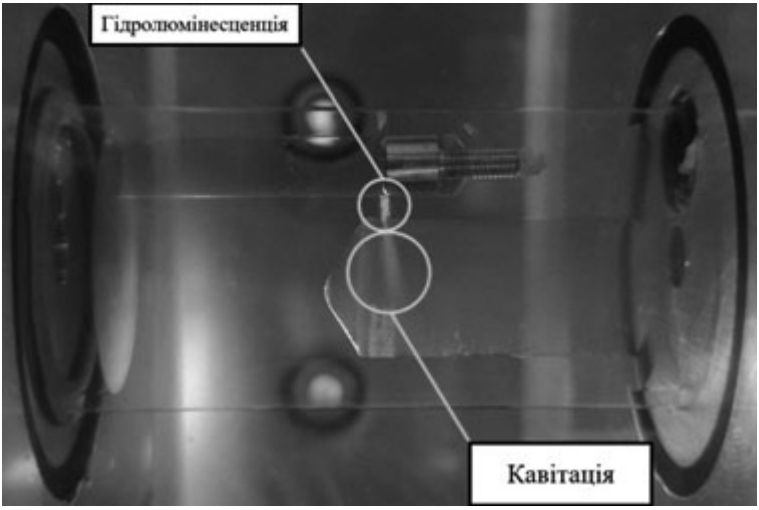


Рисунок 1 – Явище гідролюмінесценції у потоці мінерального масла при розвиненій кавітації в гідродинамічному кавітаторі

Досліди проводили з використанням мінеральних та синтетичних мастил як робочих рідин при вхідному тиску до 4 МПа та витраті до 10^{-5} м^3/с. Дослідження проводились при сталій температурі робочої рідини 15,7 °С.

При проведенні досліджень на експериментальних стендах з різними видами робочих рідин вдалося створити умови для розвиненої кавітації та отримати явище гідролюмінесценції, але за відмінних параметрів світловипромінювання або його відсутності

[2-4]. Внаслідок чого, було вирішено провести поглиблений аналіз реологічних властивостей робочих рідин та вплив додаткового пакету присадок на них.

Дослідження проводились як для ньютонівських рідин (Леол М20, І-20), так і для неньютонівських (ARAL 0W-40, ТЕП- 15 «Нігрол»). Було зроблено забір зразків даних видів робочих рідин і окремо в кожен з них було додано пакет присадок MANNOL Molibden Additive у співвідношенні 1:10. Подальший структурно-морфологічний аналіз робочих рідин виконувався на роторному віскозиметрі РЕОТЕСТ-2. Реологічні властивості рідин вивчають за реологічними кривими течії (основної та додаткової), одержуваних на ротаційних віскозиметрах [5]. Прилад РЕОТЕСТ-2 є ротаційним віскозиметром з внутрішнім обертовим циліндром і призначений для дослідження реологічних властивостей ньютонівських рідин з високою в'язкістю, а також структурованих дисперсних систем.

Розрахунок напруги зсуву для при z_n за формулою

$$\tau = \frac{\gamma * z_n}{10} \quad , \tag{1}$$

Розрахунок коефіцієнту динамічної в’язкості за формулою

$$\mu = \frac{\tau * 50}{\gamma * \nu} \quad , \tag{2}$$

За отриманими результатами побудовані залежності частоти обертання роторного валу від напруги зсуву (рисунок 2)

Можна припустити, що процес кавітації в потоці мінеральних мастил у вузьких щілинах може спричинити електричний опір нафтової основи в каналах, а також призвести до вигоряння коригуючих добавок до масла. Основним джерелом світлового випромінювання є викид газу в парові бульбашки, такі як водень. Наприклад, вода, присутня у робочій рідині під дією кавітації, може розкладатися на водень і кисень, які потім запалюються розрядом.

Згідно отриманих результатів реологічних досліджень помітно, що пакет присадок MANNOL Molibden Additive впливає на реологічні властивості робочих рідин. Для робочих рідин мінерального походження (Леол М20, І-20, ТЕП-15) додавання присадок обернулося збільшенням напруження зсуву, а отже і підвищенням коефіцієнту динамічної в’язкості.

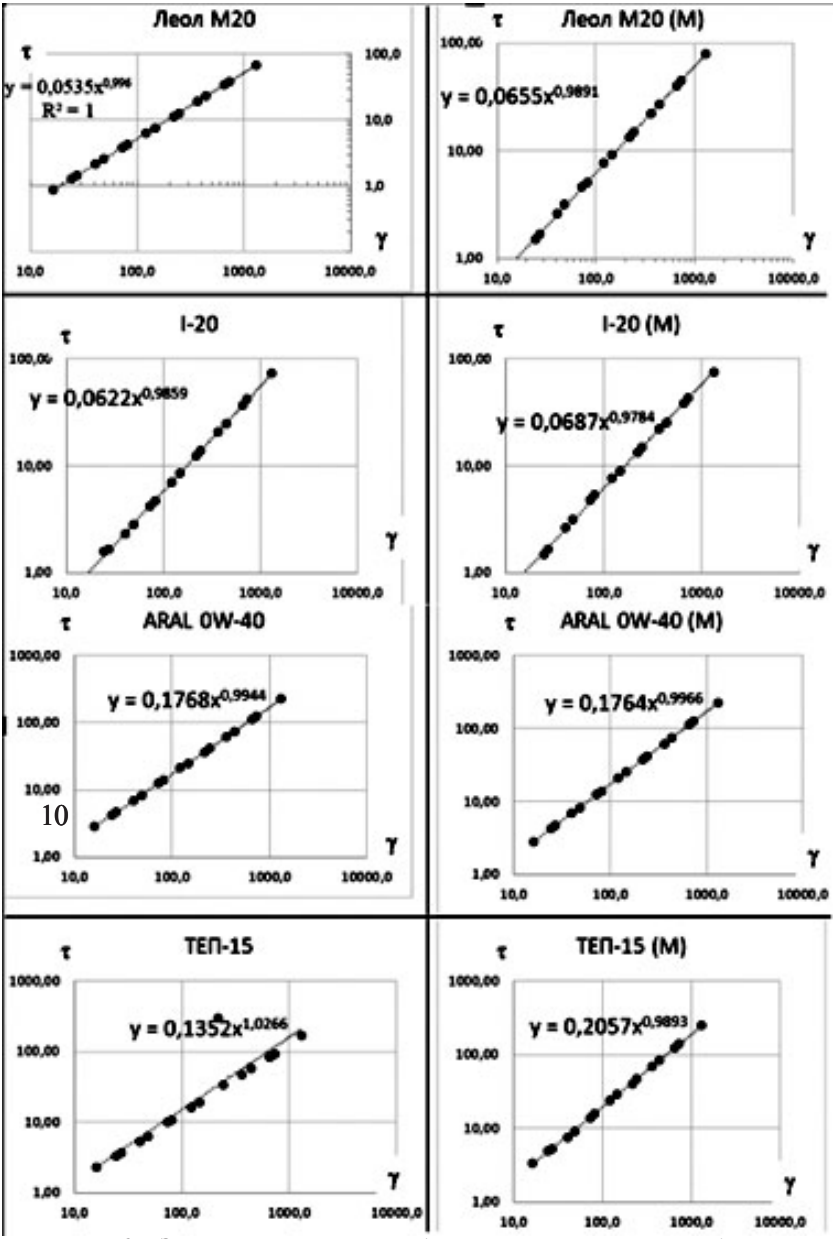


Рисунок 2 – Залежності частоти обертання роторного валу від напруги зсуву для різних типів рідин

Наприклад, для робочої рідини ТЕП-15 приріст склав ≈ 51 %. Виключенням є робоча рідина ARAL 0W-40, оскільки дане масло є синтетичним і додавання присадки майже не відчутне.

Список використаних джерел

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

2. 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).

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

4. 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.

5. Щукин Е. Д. Физико-химическая теория прочности дисперсных структур и материалов // Физико-химическая механика природных дисперсных систем / Под ред. Щукина Е. Д. и др. — М.: Изд-во МГУ. 1985. 72–90 с.

УДК 629.7.062.2

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

ПРОГРАМНО-АПАРАТНИЙ ЛАБОРАТОРНИЙ КОМПЛЕКС ДЛЯ МОНІТОРИНГУ ТЕМПЕРАТУРИ І ВИТРАТИ РОБОЧОЇ РІДИНИ

Дослідження характеру коливань тонкостінної оболонки під дією кавітаційного потоку рідини [1] на експериментальному стенді потребує реєстрації зміни параметрів процесу в реальному часі та пов'язано з використанням вимірювального обладнання. До вимірюваних параметрів належать: деформація стінки досліджуваного трубопроводу, перепад тиску на кавітаційній камері, коливання тиску всередині кавітаційної камери, витрата робочої рідини через кавітаційну камеру, перепад температури на кавітаційній камері, та ін., для чого використовуються, відповідно, такі вимірювальні прилади як тензометричний міст з зовнішнім диференціальним підсилювачем, манометри, датчик тиску, витратомір, термопари з підсилювачами і компенсаторами.

Для реєстрації перепаду температури і витрати робочої рідини було розроблено спеціальний програмно-апаратний комплекс. Структурну схему даного комплексу наведено на рисунку 1.

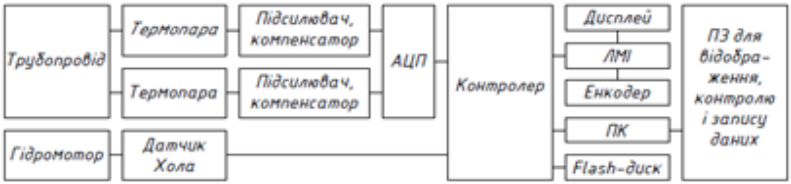


Рисунок 1 – Структура програмно-апаратного комплексу

Комплекс складається із механічного інтерфейсу (трубопровід, гідромотор), чутливих елементів (термопари, датчик Хола), вимірювальних пристроїв (підсилювачі, компенсатори холодного спаю, аналого-цифровий перетворювач, контролер), людино-машинного інтерфейсу (дисплей, енкодер, інтерфейс програми для ПК) та засобів збереження даних.

Безпосереднє вимірювання температури виконується за допомогою термопар типу К (ТХА, хромель-алюмель). Термо-ЕРС термопар підсилюється і далі перетворюється в дискретне значення за допомогою АЦП. Двоканальний підсилювач сигналу термопар виконано на поширеній мікросхемі LM324 за схемою інструментального підсилювача на двох операційних підсилювачах з однополюсним живленням. Компенсація – на програмованому стабілітроні TL431 і термісторі, з окремим лінійним регулюванням зміщення для кожного з двох каналів. Вимірювання витрати засновано на вимірюванні швидкості обертання вихідного валу об'ємного гідромотора з постійним робочим об'ємом. На валу встановлено магніти, проходження яких повз датчик Хола дає електричний імпульс, що реєструється лічильником імпульсів контролера.

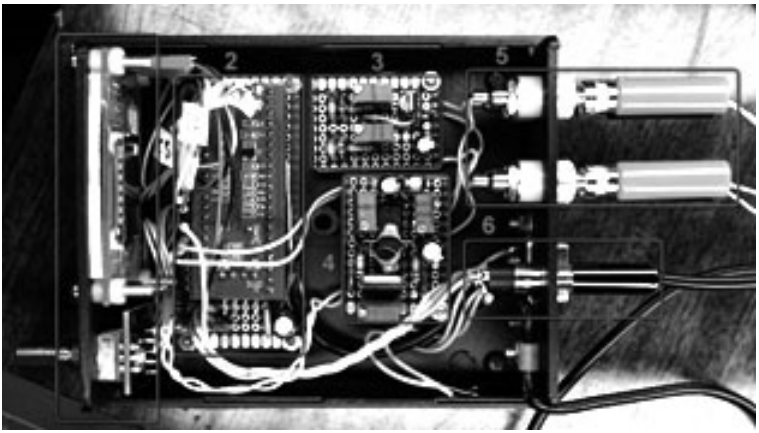


Рисунок 2 – Загальний вигляд апаратного комплексу: 1 – ЛМІ і слот флеш-пам'яті; 2 – мікроконтролер з вбудованим АЦП; 3 – блок компенсації холодного спаю; 4 – блок підсилювачів; 5 – роз'єми підключення термопар; 6 – роз'єм витратоміра

Дані з АЦП і лічильника імпульсів обробляються контролером STM32F103C8T6 і відображаються у вигляді значень температур і витрати на дисплеї, записуються на флеш-диск, а також передаються на ПК через USB VCP для відображення у вигляді графіків і запису на жорсткий диск з допомогою ПЗ, розробленого в системі LabVIEW.

Використання ПК і його програмного забезпечення є не обов'язковим, апаратна частина зі своїм вбудованим ЛМІ може використовуватись як окремий самодостатній прилад.

ЛМІ зібрано на базі графічного дисплею ST7735, який використовується для відображення інформації і квадратурного енкодера з кнопкою для навігації по меню. Залежно від вибраної сторінки меню, на екрані можуть відображатись такі набори даних:

Сторінка 1:

- опорна температура, градуси Цельсія;
- температура першої термопари, градуси Цельсія;
- температура першої термопари, градуси Цельсія;
- витрата робочої рідини, літри за хвилину.

Сторінка 2:

- опорна температура, градуси Цельсія;
- температура першої термопари, відліки АЦП;
- температура другої термопари, відліки АЦП;
- витрата робочої рідини, імпульси за секунду.

Сторінка 3 дозволяє виконувати налаштування калібрувальних коефіцієнтів для першої термопари, другої термопари та витратоміра. Налаштування зберігаються у пам'яті контролера.

Розроблений програмно-апаратний комплекс застосовуватимуть у складі експериментального стенду для дослідження характеру коливань тонкостінної оболонки під дією кавітаційного потоку рідини. Його використання дозволяє частково автоматизувати виконання експериментів та виключити людський фактор при зчитуванні показань приладів і синхронізації вимірювання різних параметрів процесу. У подальшому комплекс може бути модифіковано та доповнено іншими датчиками чи функціями для проведення інших експериментів.

Список використаних джерел

1. Литвин, Ю.О., Тарасенко, Т.В. Дослідження коливань тонкостінних оболонок за допомогою чисельних методів. Промислова гідравліка і пневматика: матеріали XXII Міжнар. наук.-техн. конф., м.Київ, 17-18 листоп. 2021 р. АС ПГП. Вінниця: «Глобус-Прес», 2021.– С. 75–78.

УДК 629.7.062.2

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

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИЙ СТЕНД ДЛЯ ДОСЛІДЖЕННЯ ХАРАКТЕРУ КОЛИВАНЬ ТОНКОСТІННОЇ ОБОЛОНКИ ПІД ДІЄЮ КАВІТАЦІЙНОГО ПОТОКУ РІДИНИ

Для очищення проточної частини замкнутих гідравлічних трубопроводів від відкладених забруднюючих частинок застосовуються зокрема методи напірної промивки, акустичні методи ультразвукового кавітаційного очищення [1] та резонансного очищення [2]. Запропонований метод резонансного очищення трубопроводу [3] базується на використанні коливань стінок трубопроводу, що виникають внаслідок впливу зовнішнього кавітаційного потоку на стінку трубопроводу. Умови розповсюдження таких коливань та ефективність застосування даного методу очищення потребують додаткового експериментального дослідження, для чого було розроблено відповідний стенд, схему якого наведено на Рисунку 1.

Експериментальний стенд складається із гідравлічного обладнання – джерела тиску (витрати), генератора кавітаційного потоку, кавітаційної камери, досліджуваного трубопроводу що коливається, а також із чутливих елементів та вимірювального обладнання для запису залежності амплітуди коливань від часу, програмно-апаратного комплексу для моніторингу температури та витрати робочої рідини через кавітаційний генератор.

Подача робочої рідини від бака здійснюється аксіально-плунжерним насосом, що приводиться від електромотора, тиск в магістралі нагнітання регулюється переливним клапаном. Перепад тиску на кавітаційному генераторі відповідає порогу виникнення кавітації і встановлюється шляхом регулювання дросельних клапанів в лініях нагнітання і зливу кавітаційного генератора. Кавітаційний потік всередині камери взаємодіє з зовнішньою стінкою досліджуваного трубопроводу і збуджує в ній коливання, що поширюються по довжині трубопроводу за межі кавітаційної камери. Конструкція кавітаційної

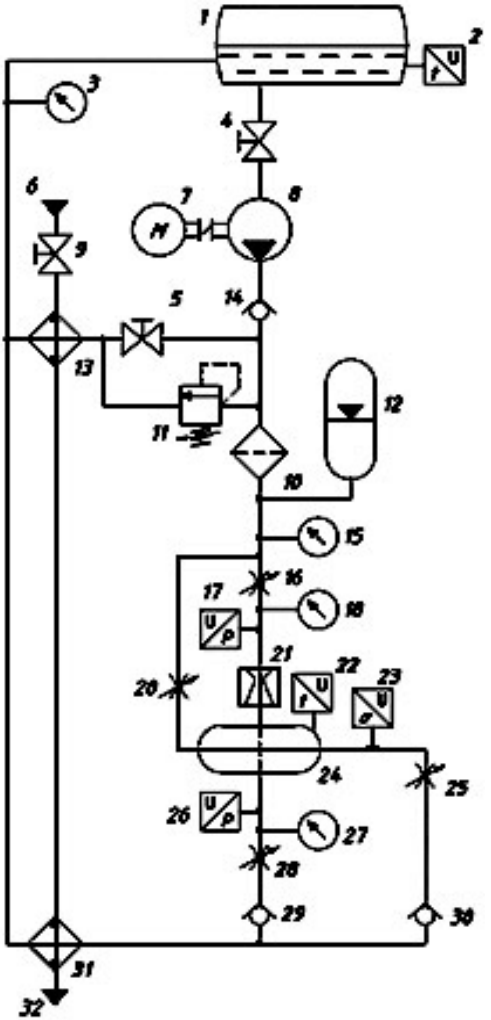


Рисунок 1 – Принципова гідравлічна схема експериментального стенду

камери дозволяє ступінчасто змінювати її довжину, тим самим змінюючи відстань між опорами досліджуваного трубопроводу.

Коливання реєструються в двох точках, що рознесені по довжині трубопроводу, за допомогою вимірювальних мостів з тензорезисторами; сигнали з яких підсилюються інструментальними

диференціальними підсилювачами, відображаються та записуються в пам'ять цифрового осцилографа.

Дослідження спрямовано на отримання амплітудно частотної характеристики таких коливань, опис характеру їх поширення і взаємодії з індикаторними забруднюючими частинками та залежності даних характеристик від таких факторів як тиск в досліджуваному трубопроводі, матеріал і товщина стінок, розміщення опор і ін., а також співставлення результатів чисельного моделювання, отриманих шляхом чисельного моделювання з експериментальними даними.

Список використаних джерел

1. Nakagawa, Noritoshi & Fujihara, Masaya & Wu, Chaoqun & Satonobu, Jun. (2006). Removal of Pipe Fouling Inside Pipes Using Ultrasonic Waves. Jsme International Journal Series C-mechanical Systems Machine Elements and Manufacturing – JSME INT J C. 49. 713-718. 10.1299/jsmec.49.713.

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

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

УДК 621, 531

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

КІНЕМАТИКА ТА ДИНАМІКА ВИПУСКУ ПЕРЕДНЬОЇ ШАСІ ЛІТАКА В СКЛАДНИК ПОГОДНИХ УМОВАХ

Диференціальне рівняння руху шасі при нестаціонарному процесі.

Якщо на літак, що приземлюється, діє різкий поривчастий вітер, або (а також) має місце різке обледеніння шасі, то кінематика

та динаміка випуску шасі за таких умов описується узагальненим відносно [1] рівнянням:

$$\frac{d^2\varphi}{dt^2} = A(t)\sin\varphi + B(t)\cos\varphi + E(t)\sin^2\varphi. \qquad (1)$$

$$A(t) = \left(P \cdot a \cdot \cos\varphi_1 + G(t) \cdot b(t) \cdot \cos\varphi_2\right) / J(t),$$

$$B(t) = \left(P \cdot a \cdot \sin\varphi_1 + G(t) \cdot b(t) \cdot \sin\varphi_2\right) / J(t),$$

$$E(t) = D(t) \cdot V(t)_ç^2 / J(t). \qquad (2)$$

Дослідження впливу налипання мокрого снігу та/або (дуже швидкого) наростання крижаного шару на кінематику та динаміку випускання шасі.

У даному підрозділі будемо вважати, що вітер має сталу швидкість, а от налипання снігу відбувається майже миттєво. Це призводить до збільшення, перш за все, площі опору *D(t)*. Логічно припустити, що площа опору збільшується у часі за лінійним законом:

$$D(t) = D_0(1 + \alpha t) \qquad (3)$$

Якщо брати до уваги, що масу крижаного шару є незначною у порівнянні із масою шасі, то можна припустити, що в такому разі:

$$J(t) \approx Const; \quad b(t) \approx Const. \qquad (4)$$

Співвідношення (2) вказують на те, що лише

$$E(t) = D_0(1 + \alpha t) \cdot V_ç^2 / J \qquad (5)$$

Загальний розв'язок рівняння (1), з врахуванням припущень (3,5), має наступний вигляд:

$$t = \int_0^{\varphi} \left(\left(1 + \alpha t\right) D_0(\xi - 1/2\sin 2\xi) - 2A\cos\xi + 2B\sin\xi\right)^{-\frac{1}{2}} d\xi \qquad (6)$$

Дослідження впливу різкого поривчастого вітру на кінематику та динаміку випускання шасі.

Швидкістю сильного поривчастого вітру не можна нехтувати, оскільки вона може досягати величини, порівняної із величиною швидкості приземлення літака. Для простоти припустимо, що ця нестаціонарна складова вітру описується періодичним законом:

$$V(t)_s = \left(1 + \beta \sin(t)\right) V_ç \tag{7}$$

Тоді коефіцієнт *E(t)* в рівнянні (1), із врахуванням (7) набуває наступного вигляду:

$$E(t) = D_0 (1 + \beta \sin t)^2 \cdot V_ç^2 \,/\, J \,. \tag{8}$$

Час випуску шасі як функція кута повороту має тепер вигляд:

$$t = \int_0^{\varphi} \left(-0.5D(\beta \sin t - 1)^2 \sin 2\xi + \xi D(1 + \beta \sin t)^2 - 2A\cos\xi + 2B\sin\xi + C_1 \right)^{-\frac{1}{2}} d\xi$$

Дослідження впливу різкого поривчастого вітру та (дуже швидкого) наростання крижаного шару на кінематику та динаміку випускання шасі.

У складних погодних умовах можуть спостерігатись одночасно і різкий поривчастий вітер і майже миттєве, а інколи надто швидке, налипання снігу або обмерзання поверхні шасі. За таких обставин, модель описуватиметься рівнянням (5), при наступному виразі для *E(t)* :

$$E(t) = D_0 (1 + \alpha t)(1 + \beta \sin t)^2 \cdot V_ç^2 \,/\, J \tag{9}$$

Зауважимо, що коефіцієнт $\alpha > 0$, оскільки при налипанні снігу або утворенні крижаного шару, маємо завжди збільшення площі опору. Проте, другий коефіцієнт, β, може бути як додатній (вітер проти руху літака), так і від'ємний (потрапляння літака у вир). Розв'язок (1) із урахуванням (9) матиме вигляд:

$$t = \int_0^{\varphi} \left(D(\beta \sin t + 1)^2 \left(1 + \alpha t\right)\left(\xi - \sin\xi\cos\xi\right) - 2A\cos\xi + 2B\sin\xi + C_1 \right)^{-\frac{1}{2}} d\xi$$

Список використаних джерел

1. Лук'янов, П.В., Бадах, В.М., Іванов, М.С., Тарасенко, Т.В. Математична модель прибирання та випуску шасі літака. Матеріали XXI Міжнародної науково-технічної конференція ФС ПГП «Промислова гідравліка та пневматика», Київ , 30 листопада –1 грудня 2020 р.: – Вінниця: «Глобус-Прес», 2022, с. 68-69.

УДК 532

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

ЛАМІНАРНА ТЕЧІЯ КУЕТТА ПРИ РУСІ ПЛОЩИНИ ІЗ ВЕЛИКОЮ ШВИДКІСТЮ В СТИСЛИВІЙ РІДИНІ

Розглядаються термодинамічні характеристик стисливої рідини (газу), що спричинені рухом із великою швидкістю площини за наявністю іншої, нерухомої, площини (екрану).

Із загальної системи рівнянь, що описує плоский стаціонарний рух стисливої рідини за відсутності об'ємних сил, цей розв'язок має вигляд [1]:

$$0 = \frac{d}{dy}\left(\mu \frac{du}{dy}\right), \tag{1}$$

$$0 = \frac{d}{dy}\left(-\mu \frac{d}{dy}\left(\frac{h}{\sigma}+\frac{u^2}{2}\right)\right), \tag{2}$$

$$\frac{P}{\rho} = \frac{k-1}{k}h, \tag{3}$$

$$\frac{\mu}{\mu_1} = f\left(\frac{h}{h_1}\right). \tag{4}$$

У системі рівнянь (1)–(4) u -- швидкість, μ – молекулярна в'язкість тиск, ρ – густина та h – ентальпія.

Слід зазначити, що в наведеній постановці задачі система рівнянь (1)–(4) є замкненою, якщо відношення тиску до густини вважати за одну невідому функцію. Розглядаючи лише (1), (2) та (4) рівняння можна отримати, за умови використання підходу Чемпена та Рубезіна [2], наступне рівняння:

$$-\frac{h}{h_\infty}\frac{C_1}{C\sigma}\frac{d^2u}{dy^2} = \left(\frac{C_2}{C_1} - u(y)\right)\left(\frac{du}{dy}\right)^3. \tag{5}$$

Розв'язок рівняння (5) в аналітичному вигляді існує. Розглянемо частинний випадок (5) – коли всі константи і коефіцієнти при похідних рівні одиниці.

$$-\frac{d^2u}{dy^2} = \left(1-u(y)\right)\left(\frac{du}{dy}\right)^3. \qquad (6)$$

Граничні умови, в безрозмірних величинах, до (6) є:

$$u\big|_{y=0} = 1, \quad u\big|_{y=1} = 0. \qquad (7)$$

Розв'язок задачі (6)-(7) має вигляд:

$$u(y) = \frac{1}{3}\left(-81y + 3\sqrt{375+729y^2}\right)^{\frac{1}{3}} - 5\left(-81y + 3\sqrt{375+729y^2}\right)^{-\frac{1}{3}} + 1 \qquad (8)$$

На рисунку 1 наведено порівняння (8) із звичайним лінійним розподілом, що відповідає руху нестисливої рідини за умови сталості в'язкості. Слід зазначити, що характер (8) відповідає також оптимальній течії нестисливої рідини в припущенні просторової залежності коефіцієнта в'язкості. Ця течія описується наступним розподілом [3]

$$u(y) = 1 - \frac{1 - exp(-y\,/\,0.98033)}{1 - exp(-1\,/\,0.98033)}. \qquad (9)$$

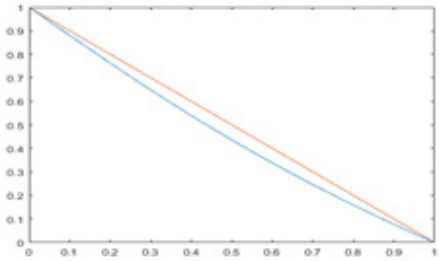


Рисунок 1 – Безрозмірна швидкість: синім – (8), червоним – класичний лінійний розв'язок за умови сталості в'язкості і нестисливості рідини.

Список використаних джерел

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

2. Champen D.R. Temperature and velocity profiles in the compressible laminar boundary layer with arbitrary distribution of surface temperature/ D.R. Champen, M.W. Rubesin // Journ. Aeron. Sci., 1949, v. 16, p. 547.

3. Лук'янов, П.В., Сунь Лінь. Просторова залежність молекулярної в'язкості в ламінарній течії Куетта. Матеріали XXIII Міжнародної науково-технічної конференція ФС ПГП «Промислова гідравліка та пневматика», Київ, 15 грудня 2022 р.: – Вінниця: «Глобус-Прес», 2022, 2с.

УДК 532

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

ТУРБУЛЕНТНИЙ ПРИМЕЖОВИЙ ШАР СТАЦІОНАРНОЇ ТЕЧІЇ НЕСТИСЛИВОЇ РІДИНИ

На сьогоднішній день не існує єдиної теорії, що дозволяє аналітично описувати стаціонарний примежовий турбулентний шар в нестисливій рідини. Крім того, теоретичні результати, що отримані для плоскої турбулентної течії, застосовуються до примежового шару на циліндричній поверхні (труба, фюзеляж літака). Тому наведені нижче результати, що стосуються стаціонарного турбулентного примежового шару нестисливої рідини, можна також тлумачити як такі, що описують рух поблизу плоскої поверхні.

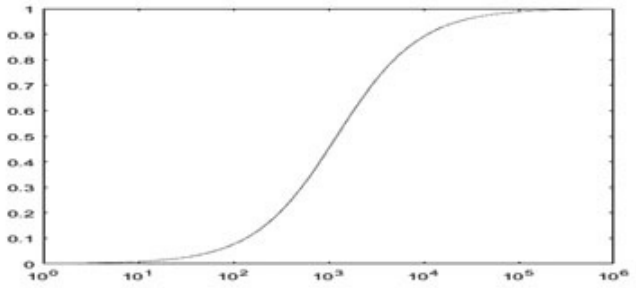


Рисунок 1 – Безрозмірна швидкість як функція внутрішньої координати.

Слід відзначити, що отриманий розв'язок містить дві логарифмічні функції, що дозволяє описувати вихід на асімптотику на зовнішній межі – чого не має в інших теоріях.

УДК 532

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

ПРОСТОРОВА ЗАЛЕЖНІСТЬ МОЛЕКУЛЯРНОЇ В'ЯЗКОСТИ В ЛАМІНАРНІЙ ТЕЧІЇ КУЕТТА

Раніше був отриманий оптимальний розв'язок, що описує ламінарну течію, яка спричинена стаціонарним рухом площини. Цей розв'язок має вигляд[1]:

$$V_x(y) = A + B\exp\left(\frac{y}{C}\right). \tag{1}$$

В рівняння (1) як швидкість так і координата є безрозмірними. Розглянемо рух рідини між рухомою площиною (y=0) та нерухомою (y=1). Граничні умови нступні

$$V_x\big|_{y=0} = 1, \quad V_x\big|_{y=1} = 0. \tag{2}$$

Розв'язок (1) після задовільнення граничних умов (2) становить

$$V_x = 1 - \frac{1-\exp(y/C)}{1-\exp(1/C)}. \tag{3}$$

Константу C в виразі (3) потрібно знаходити за умови екстремуму втрати рідини, яку було покладено в основу знаходження (1). Отже, для втрати рідини маємо екстремум наступного функціоналу

$$J(C) = \int_0^1 V_x dy = 1 - \frac{1}{1-\exp(1/C)} - C \to ext \tag{4}$$

Умовою екстремуму (4) є наступна рівність $\frac{dJ(C)}{dC} = 0,$ яка дає, згідно з (4),

$$\left(1-\exp(1/C)\right)^2 = \frac{1}{C^2}\exp\left(1/C\right). \tag{5}$$

Чисельний розв'язок (5) дає значення шуканої константи:

$$C \approx -0,98033. \qquad (6)$$

Отримане значення константи (6) дуже близьке до тієї, що наведено, якщо перейти до безрозмірних величин, у роботі Стокса [2]. В роботі Стокса , що відповідає амплітуді кривої, яка огинає розв'язок у випадку гармонічного коливання площини. Слід зауважити, що Стокс посилається на дані експериментів – в захист експоненціальної залежності.

В результаті, для безрозмірної швидкості отримується наступний вигляд

$$V_x = 1 - \frac{1 - exp(-y / 0.98033)}{1 - exp(-1 / 0.98033)}. \qquad (7)$$

Визначивши вираз для швидкості, а також пам'ятаючи про сталість дотичного напруження, знаходимо безрозмірний вираз для функції молекулярної в'язкості

$$\mu(y) = \frac{exp(y / 0.98033)}{0.98033 \cdot \left(1 - exp(-1/0.98033)\right)} \quad . \qquad (8)$$

Із отриманих явних виразів (7) і (8) можна зробити наступні висновки.

1. Розподіл швидкості відрізняється від відомого (лінійного) не суттєво (у межах 10%).

2. Але при цьому молекулярна в'язкість збільшується від рухомої до нерухомої площини у е =2,7, тобто приблизно у три рази.

Список використаних джерел

1.Лук'янов, П.В., Сунь Лінь. Стаціонарна оптимальна течія у плоскому каналі: аналітичний розв'язок на підставі моделі Рейнольдса–Буссинеска. Матеріали XXVI Міжнародної науково-технічної конференція «Гідроаеромеханіка в інженерній практиці», м. Херсон , 7 – 9 вересня 2021 р.: Київ: 2021, с. 201–203.

2. Stokes, G.G. On the Effect of the Internal Friction of Fluids on Motion of Pendulums/ G.G. Stokes // Trans. Cambridge Philos. Soc. – 1851. – Vol. 9.

УДК 532

В.Б. Осадчук,
А.А. Хільченко
Національний авіаційний університет

ОГЛЯД МОДЕЛЕЙ ТУРБУЛЕНТНОСТІ

Розглянемо вісім моделей турбулентності заснованих на використанні рівнянь Рейнольдса. Усі вони відрізняються підходами до опису течії у пристінковій області, кількістю і фізичним змістом додаткових змінних, якими визначаються характеристики турбулентної течії. У всіх цих моделях у рівняннях Нав'є-Стокса з'являються додаткові змінні для турбулентної вихрової в'язкості, однак розраховуються ці змінні в різних моделях по-різному.

L-VEL и yPlus

Алгебраїчні моделі турбулентності L-VEL и yPlus дозволяють розрахувати коефіцієнт турбулентної в'язкості в залежності від локальної швидкості рідини і відстані до стінки. Ніяких додаткових рівнянь переносу у цих моделях вирішувати не треба. При цьому вони можуть використовуватись для розрахунку усієї області течії. Із усіх восьми перерахованих моделей вони відрізняються найбільшою стійкістю і найменшими вимогами до обчислювальних ресурсів.

Модель Спаларта-Аллмараса

Ця модель відноситься до класу однопараметричних моделей турбулентності. У даній модель з'являється лише одне додаткове рівняння для розрахунку кінематичного коефіцієнта вихрової в'язкості. Це низькорейнольдсова модель, яка описує всю області течії, включаючи пристінкові шари. На початку модель використовувалась для вирішення аеродинамічних задач, має відносно добру стійкість і надійність, а також не великі вимоги до щільності розрахункової сітки. Дана модель не дуже добре описує здвигові і відривні течії, а також затухання турбулентності.

k-ε модель турбулентності

Модель турбулентності для моделювання середніх характеристик потоку для турбулентного режиму течії. В k-ε модель турбулентності записується два додаткових рівняння для розрахунку кінетичної енергії турбулентності k, і швидкість дисипації кінетичної енергії ε.

Буферний шар не моделюється, для розрахунку швидкості біля стінок використовується пристінкові функції. Завдяки швидкому сходженню і відносно низьким вимогам до об'єму пам'яті k-ε модель дуже популярна при вирішенні промислових завдань. Вона не дуже точна при моделюванні течій з додатковим градієнтом тиску, струйних течій та течій в області із сильно викривленою геометрією. Модель добре підходить для вирішення задач зовнішнього обтікання тіл складної геометричної форми. Наприклад, k-ε модель можна використовувати для моделювання потоку поблизу погано-обтікаючого тіла.

Перераховані нижче моделі турбулентності мають більш високий ступінь нелінійності, ніж стандартна модель k-ε, і тому часто важко досягти збіжності в розрахунках на основі цих моделей, якщо не використовується хороше початкове наближення. Результати розрахунку, отримані за допомогою стандартної моделі k-ε, можуть служити таким початковим наближенням.

Модель турбулентності k-ω

Модель k-ω аналогічна k-ε, тільки тут вирішується рівняння питомої швидкості розсіювання кінетичної енергії ω. Дана модель відноситься до низькорейнольдсових, але її можна використовувати і спільно з пристінковими функціями. Вона має більш високий ступінь нелінійності, а тому сходиться гірше, ніж стандартна модель k-ε, а крім того, досить чутливий до початкового наближення. Застосування моделі k-ω дає хороші результати в тих завданнях, де модель k-ε недостатньо точна, наприклад, при моделюванні внутрішніх течій, течій по сильно вигнутих каналах, відривних і струменевих потоків. Наочним прикладом застосування моделі k-ω є задача потоку рідини через коліно трубопроводу.

Низькорейнольдсова k-ε модель

На відміну від стандартної моделі k-ε, в низькорейнольдсовій модифікації цієї моделі не використовуються пристінкові функції; Модель може бути застосована до всієї площі потоку. Вона є логічним продовженням стандартної моделі k-ε і зберігає безліч своїх переваг, але її реалізація, як правило, вимагає більш щільної розрахункової сітки не тільки в пристінковій області, але і всюди, де грають роль низькорейнольдсові властивості і пригнічують турбулентність. Часто рекомендується використовувати стандартну модель k-ε для

розрахунку хорошого початкового наближення для вирішення рівнянь низькорейнольдсової моделі. Альтернативою може стати використання автоматичного вибору моделі пристінкової області і послідовного зменшення сітки в межовому шарі у ключових зонах розрахункової площі.

При використанні низькорейнольдсової моделі k-ε розрахунок опору і підйомної сили, а також щільності теплового потоку може бути виконаний з більш високою точністю, ніж при стандартній моделі k-ε. У деяких випадках ця модель також дає хороші результати в моделюванні відриву потоку та його повторного приєднання.

SST-модель

Модель SST являє собою комбінацію моделей турбулентності k-ε і k-ω: рівняння k-ε моделі використовуються для розрахунку потоку в вільному потоці, а рівняння k-ω моделі – в області біля стінок. Це низькорейнольдсова модель, яка стала своєрідним стандартом для інженерних застосувань. Вимоги до щільності сітки тут такі ж, як і у моделі k-ω і низькорейнольдсовій моделі k-ε, але в цій моделі відсутні деякі недоліки оригінальних моделей k-ω і k-ε. У навчальній моделі модель турбулентності SST використовується для розрахунку потоку навколо профілю крила NACA 0012. Результати добре узгоджуються з експериментальними даними.

Модель турбулентності v2-f

Біля твердих стінок інтенсивність коливань швидкості в тангенціальному напрямку до стіни зазвичай набагато вище, ніж інтенсивність коливань в нормальному напрямку до стіни. Іншими словами, коливання швидкості характеризуються анізотропією. У міру віддалення від стіни інтенсивність коливань у всіх напрямках стає однаковою. Коливання швидкості стають рівномірними або ізотропними.

Анізотропія турбулентних коливань межового шару описується v2-f моделлю турбулентності шляхом введення двох додаткових рівнянь, вирішуваних спільно з рівняннями кінетичної енергії турбулентності (k) і швидкості розсіювання кінетичної енергії (ε). Перше додаткове рівняння описує перенесення турбулентних коливань швидкості в нормальному напрямку на лінії течії. Друге рівняння враховує нелокальні ефекти, а саме настінне демпфірування перерозподілу

кінетичної енергії між нормальним і дотичним напрямками.

Дана модель повинна використовуватися для розрахунку внутрішніх потоків в системах з вигнутими межами, наприклад, при моделюванні циклонів-сепараторів.

Для зручного вибору моделі турбулентності за їх основними порівняльними характеристиками створено таблицю № 1.

Таблиця 1– Порівняльна характеристика

Назва моделі турбулентності	Область розрахунку	Вимоги до обч. Ресурсів	Додаткові рівняння	Застосування
L-VEL и yPlus	Уся	Низькі	-	Зовнішнє та внутрішнє обтікання
Спаларта-Аллмараса	уся	Низькі	+1	Аеродинамічні задачі
k-ε	Вільного потоку	Низькі	+2	Зовнішнє обтікання
k-ω	Вільного потоку	Середні	+2	Внутрішні течії
Низько-рейнольдсова k-ε	уся	Високі	+2	Аеродинамічні задачі
SST	уся	Високі	+3	Зовнішнє та внутрішнє обтікання
v2-f	уся	Високі	+4	Внутрішні течії

УДК 532

В.Б. Осадчук
А.А. Хільченко
Національний авіаційний університет

ОСОБЛИВОСТІ ВИБОРУ МОДЕЛЕЙ ТУРБУЛЕНТНОСТІ ДЛЯ МОДЕЛЮВАННЯ БАГАТОФАЗНИХ ТЕЧІЙ

Багатофазні течії зустрічаються в багатьох галузях промисловості. Під багатофазними розуміють течії двох і більше середовищ, що знаходяться в різних агрегатних станах. У обчислювальній гідродинаміці до багатофазних також належать течії двох та більше рідин, що не змішуються. Прикладами багатофазних течій є течії з вільною поверхнею «рідина-газ», течії із суспензією твердих частинок у газі або рідині, течії з краплями рідини у газі та бульбашками газу в рідині. На практиці зустрічаються і більш складні випадки, наприклад, течія з вільною поверхнею «рідина–газ» і твердими частинками, які рухаються в газі, осідають на вільній поверхні і тонуть у рідині.

Багатофазні течії відрізняються значно складнішою фізикою, ніж однофазні. Навіть для такого простого випадку, як течія в круглій трубі, можливі суттєво-різні режими двофазної течії: бульбашковий, снарядний, пінний, крапельно-кільцевий і крапельний. При цьому не існує універсальної моделі, що б дозволяла моделювати всі можливі режими течії. Більше того, для моделювання будь-яких режимів іноді застосовуються зовсім різні підходи до моделювання.

Залежно від підходу до моделювання моделі багатофазних течій поділяють на два основні класи: Лагранжеві моделі та Ейлерові моделі. При Лагранжевому підході розглядають рух окремих частинок (або груп частинок) вторинної дисперсної фази. Ейлеровий підхід розглядає зміну параметрів течії (швидкостей, тисків, температур) в точках простору. При цьому, для багатофазних течій вводиться поняття об’ємної частки фази – ще одного додаткового параметра течії. В рамках Ейлерового підходу усі фази розглядаються як суцільні, незалежно від їх реальної морфології. Також існують гібридні моделі, в яких Лагранжевий та Ейлеровий кроки чергуються (усереднення за простором і перехід від реального розподілу частинок до об’ємної частки).

У продуктах лінійки ANSYS CFD є моделі обох класів. В ANSYS FLUENT Лагранжевий підхід представлений моделями DPM (Discrete Phase Model – модель дискретної фази) та DEM (Discrete Element Method – метод дискретного елемента). Лагранжева модель DPM дозволяє побудувати траєкторії частинок дисперсної фази в суцільній фазі на основі вирішення звичайних диференційних рівнянь руху. DPM застосовується для моделювання будь-якої течії з відносно невеликою концентрацією частинок, якщо необхідно врахувати розкид, зміну розмірів частинок, утворення вторинних частинок, взаємодію зі стінкою. Лагранжева модель DEM може використовуватись як доповнення до DPM для врахування взаємодії частинок між собою, а також у ролі самостійної моделі сипучого середовища (коли рідина/газ слабко впливають на течію).

Ейлеровий підхід представлений моделями VOF (Volume of Fluid – метод об'єму рідини), Mixture (модель багатофазної суміші) та Eulerian (повна Ейлерова модель – модель взаємо-проникних середовищ). Також є спеціальна Ейлерова модель для опису течії тонких плівок рідини на стінці – модель EWF (Eulerian Wall Film – Ейлерова модель плівки на стінці). Область застосування моделі VOF: стратифіковані течії, течії у відкритих руслах, заповнення та випорожнення ємностей, плескання рідини в ємності, рух дуже великих бульбашок газу в рідині (снарядний режим течії) та інше. Модель Mixture застосовується для моделювання: бульбашкових та крапельних течій, циклонних сепараторів, кавітації. Повна Ейлерова модель дозволяє розглядати як дисперсні течії, так і стратифіковані: течії емульсій, суспензій та аерозолів та інше. В рамках EWF можна розглядати наступні явища: осідання крапель на стінку, перебіг плівки під дією сили тяжіння та зовнішньої сили з боку потоку газу, зрив крапель високошвидкісним потоком газу та інше.

Гібридний підхід представлений моделлю DDPM (Dense Discrete Phase Model – модель щільної дискретної фази), побудованої як комбінація моделей Eulerian та DPM.

У ANSYS CFX Лагранжевий підхід представлений моделлю Particle Transport Model (модель перенесення частинок), яка аналогічна моделі DPM в ANSYS Fluent. Ейлеровий підхід формально представлений однією моделлю, але вибір різних підмоделей і опцій

в її рамках фактично дозволяє отримати той самий набір моделей, що і в ANSYS Fluent.

Слід заначити, що у ANSYS CFX немає гібридних моделей, прямого аналогу Ейлерової моделі плівки рідини на стінці та моделі DEM.

Для правильного вибору моделі необхідно знати як мінімум клас течії: стратифікований (з протяжною границею розділу фаз) або дисперсний (коли вторинна фаза присутня у вигляді окремих дрібних елементів).

Моделювання змішаних режимів та переходу від одного режиму до іншого в принципі можливе, якщо обидва режими підтримуються обраною моделлю. У разі дисперсного режиму також необхідно знати щільність дисперсної фази (очікувані локальні значення об'ємної частки) і характерний розмір її елемента (краплі, бульбашки чи зерна).

УДК 621.515

А.С. Роговий, д-р техн. наук, професор,
А.С. Азаров
Національний технічний університет
«Харківський політехнічний інститут»
О.Л. Шудрик, канд. техн. наук
ТОВ «Регіон»

МОДЕЛЮВАННЯ КАРТИН ТЕЧІЇ ТА ХАРАКТЕРИСТИКИ ВИСОКОНАПІРНОГО ВІДЦЕНТРОВОГО КОМПРЕСОРА

Сучасний розвиток проєктування гідравлічних та пневматичних машин потребує скорочення терміну проєктування та доведення до серійного виробництва виробів, що потребує покращення методів розрахунку та удосконалення методик [1]. Загальний підхід до проєктування на основі методик планування експерименту [2] вимагає великих витрат часу на створення експериментальних зразків зі змінами в геометрії проточної частини, що призвело до створення багатьох аналітичних методик розрахунку на основі одно- та двовимірних моделей [3]. Ці моделі не надають можливості оцінки усіх різноманітних параметрів течії та якісного визначення інтегральних показників роботи.

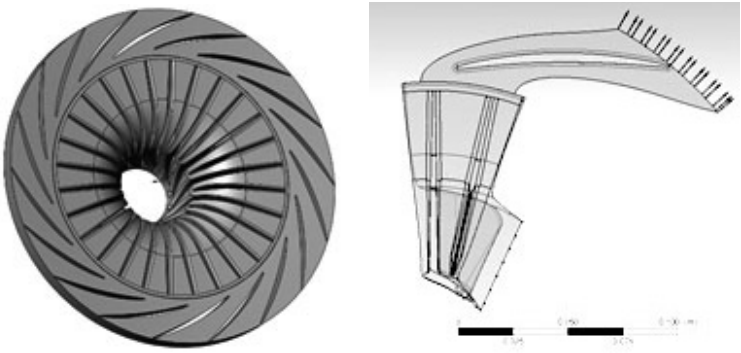
З іншого боку, розвиток тривимірного моделювання та аналізу течії на основі вирішення рівнянь Нав'є–Стокса осереднених за Рейнольдсом [4] дозволяє більш якісно визначити характеристики та параметри течії, але потребує значно більших витрат часу на розрахунок та доведення або верифікацій використаних математичних моделей з метою отримання мінімальних помилок розрахунку.

Тому важливим етапом створення досконалих конструкцій відцентрових компресорів, їх оптимізації є проведення дослідження течії газу у компресорі на основі числових методів з подальшим порівнянням з експериментальними даними.

Мета. Метою роботи є визначення картин течії газу у відцентровому компресорі на основі числових методів розрахунку течії та порівняння інтегральних характеристик роботи з експериментальними даними.

Досліджено відцентровий компресор з наступними техніч-ними характеристиками: діаметр втулки – 60 мм, зовнішній діаметр – 240 мм, число лопатей напрямного апарату, що обертається – 14, число лопатей робочого колеса – 28, число лопатей лопатевого дифузора – 18. Досліджено роботу компресора на двох частотах обертання робочого колеса: 24200 об/хв. та 33050 об/хв.

Проточну частину відцентрового компресора дослідженого робочого колеса показано на рисунку 1.



а) б)

Рисунок 1 – Проточна частина та розрахункова область відцентрового компресора

Для отримання характеристик компресора та картин течії газу проведено тривимірне моделювання на основі вирішення рівнянь

Нав'є–Стокса осереднених за Рейнольдсом із використанням моделі турбулентності, SST моделі турбулентності, RNG моделі та Eddy Viscosity Transport Equation моделі для порівняння, у програмному комплексі Ansys CFX. Студентська ліцензія Ansys CFX дозволяє використовувати сіткові розбиття до 500000 елементів. Тому розрахункову область було розділено на два домени: ротор та лопатевий дифузор. Тому що ротор або робоче колесо компресора складається з 14 лопатей то використано секторний підхід до моделювання. Проточну частину робочого колеса розділено на 14 частин. Сектор має розмір $25,7°$, що дозволяє значно скоротити об'єм розрахункової області за рахунок осереднення течії за кутом. Такий самий підхід реалізовано і для лопатевого дифузору. Тому що лопатевий дифузор є осесиметричним та складається з 18 лопатей, то сектор має розмір 20^{o}. Використання секторного підходу повинне відбуватися за випадків коли співвідношення градусної міри секторів доменів якомога ближче до значення 1, в інших випадках можливе збільшення помилки моделювання.

В результаті дослідження отримано, що, у порівнянні з експериментальними даними компресора, модель турбулентності Eddy Viscosity Transport Equation показала значну похибку у визначенні політропного ККД, це значення є заниженим більше ніж на 7%.

На основі аналізу ліній струму у проточній частині робочого колеса компресора визначено, що у випадку нерозрахункового режиму течії з малою витратою відбувається значне відривання газу від спліттера, що вказує на необхідність незначної зміни геометрії спліттера для більш якісного обтікання та покращення ефективності робочого процесу компресора.

Список використаних джерел

1. Ванєєв, С.М., Мірошниченко, Д.В., Журба, В.О., Знаменщиков, Я.В., Бага, В.М., Родимченко, Т.С. Стенд для дослідження розширювальних турбомашин малої потужності та агрегатів на їх основі. Refrigeration Engineering and Technology, 2019. 55(1), 15-21.

2. Коваленко, А.О., Сьомін, Д.О., Роговий, А.С. Планування та обробка результатів випробувань гідропневмосистем: Навчальний

посібник. – Луганськ, 2011. – 216 с.

3. Brown, R.N. Compressors: Selection and sizing. Gulf Professional Publishing, 1997. 466 p.

4. Роговий, А.С. Розробка теорії та методів розрахунку вихорокамерних нагнітачів: дис. ... д-ра техн. наук: спец. 05.05.17 / Харківський нац. автомобільнодорожній ун-т. – Харків, 2017. – 364 с.

УДК 621.22

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

ВИКОРИСТАННЯ СТРУМЕНЕВИХ ТЕХНОЛОГІЙ ДЛЯ СИЛОВОГО ВПЛИВУ НА ВАЛ ГІДРОСТАТИЧНОГО ПІДШИПНИКА

На сьогоднішній день все більше виробників використовують високошвидкісну обробку при проведенні технологічних операцій, що робить процес виробництва більш ефективним та економічним. Головний ефект високошвидкісної обробки полягає в скороченні машинного часу за рахунок інтенсифікації режимів різання, а також в підвищенні точності та якості процесу різання. Основою високопродуктивної високошвидкісної обробки може стати правильний вибір параметрів режимів різання (верстат, система ЧПУ, ріжучий інструмент, система центрування деталі, система програмування, кваліфікація оператора верстата та інші фактори), і нехтування хоча б одним з них може привести до технологічного браку виробу.

В зв'язку з цим постає питання швидкого, цілеспрямовоного силового впливу на зміну навантаження в гідростатичних опорах технологічного обладнання для компенсації навантажень, що відбуваються в процесі виготовлення деталі. Одним з напрямків модернізації системи живлення гідростатичних підшипників (ГСП) є автоматичне регулювання жорсткості та їх несучої здатності [1,2]. При зміщенні валу під навантаженням відбувається зменшення осьового зазору в опорі, і для уникнення металевого контакту між спряженими

поверхнями пропону-ється струменева система подачі робочої рідини до підшипника. В основній системі живлення, рідина подається до карманів опори, а в додатковій системі живлення подача рідини відбувається через отвори, що виконані безпосередньо у перемичці гідропідшипника, чим і досягається ефект мікропереміщень валу. Подача додаткового об'єму робочої рідини безпосередньо в точці найбільшого контакту валу з перемичкою підшипника відбувається швидко і короткочасно, і після зменшення навантаження рух рідини припиняється.

Для вирішенні цих питань рекомендовано використовувати струменеві технології високого та надвисокого тиску, які знайшли широке застосування у різних галузях промисловості [3]. Для цього необхідно обирати оптимальні режими роботи з енергетичної та витратної точок зору, підбирати індивідуально параметри робочої рідини. Як показують відомі дослідження, продуктивність струминних технологій швидко зростає зі збільшенням тиску робочої рідини, тому доцільно використання струменів рідини високого та надвисокого тиску. Однак отримання стаціонарних струменів з такими параметрами пов'язане з великими технічними труднощами. З цієї причини все більшого поширення набувають пульсуючі та імпульсні струмені рідини високого та надвисокого тиску, ефективність яких значно перевищує стаціонарні струмені.

На основі вищезазначеного можна стверджувати, що розробка математичних моделей струменевого впливу на вал гідростатичного підшипника, що адекватно відображають технологічні процеси, є важливим та актуальним завданням, вирішення якого дозволить отримати нові знання щодо перебігу цих процесів з можливістю їхнього керування. Також важливим завданням є експериментальна перевірка розроблених моделей та методів, результати яких дозволять оцінити адекватність проєктних рішень, встановити критерії використання виробу і перевірити надійність та ефективність методів, та переконатися у достовірності отриманих результатів. Не менш важливим завданням є складання пакетів прикладних програм, в яких практично реалізуються розроблені моделі та методи для вирішення поставлених теоретичних та прикладних завдань.

Список використаних джерел

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

2. Сахно, Є.Ю. Визначення основних параметрів модернізованого гідростатичного підшипника з урахуванням зміщення валу під навантаженням /Сахно Є.Ю.// Технічні науки та технології, 2022.– №1(27). – С. 7–15.

3. Бєлятинський, А.О. Новітні гідроструменеві технології для ремонтних робіт на автошляхах. Монографія/ А.О. Бєлятинський, В.М. Бадах, В.М. Першаков. За ред. д.т.н., проф. В.М. Першакова.– К.: ТОВ «НВФ «Славутич-Дельфін», 2017.– 100 с.

СЕКЦІЯ 2
ГІДРОМАШИНИ І ГІДРОПНЕВМОАГРЕГАТИ

УДК 621.22

Г.А. Аврунін, канд. техн. наук, доцент
Харківський національний автомобільно-дорожній університет

АНАЛІЗ ЗНИЖЕННЯ МАТЕРІАЛОМІСТКОСТІ В СУЧАСНИХ ВИСОКОМОМЕНТНИХ ГІДРОМОТОРАХ

Одним з основних напрямів підвищення технічного рівня гідрофікованих мобільних машин є зниження матеріаломісткості насосов, гідродвигунів та гідроапаратури. В сучасних об'ємних гідроприводах (ОГП) широко застосовують високомоменті гідромотори обертального руху (ВГМ). Областю використання ВГМ є автомобільна техніка, буріння та видобуток копалин, будівництво та обслуговування залізниць, машини для заготівлі лісу, переміщення вантажів в аеропортах, морських та річкових портах, навантажувачі, підйомне обладнання, машини для прибирання вулиць, сільськогосподарські машини для збирання врожаю, обробки ґрунту та посівів, машини для земляних, гірничих та бетонних робіт, палубні механізми морських та річкових суден, машини для переробки відходів, дроблення та подрібнення, пресове, змішувальне та транспортувальне обладнання [1]. Ведучими виробниками ВГМ за кордоном э фірми *Rexroth Bosch Group* (ФРН)*, Hagglunds Drives AB* (Швеція)*, SISU* (Фінляндія) та ін.

На прикладі фірми *POCLAIN HYDRAULICS* (Франція) розглянемо тенденції підвищення технічного рівня ВГМ [1–3].

Випуск перших ВГМ розпочато фірмою в 1958 р. Радіальнопоршневі гідромотори багатоциклової дії (або многоходові) мали поршневу групу з розвантаженням поршнів за допомогою прямокутних траверс і розподільний цапфовый вузол. Фірма постійно удосконалювала свої вироби. Високий рівень тиску 45 МПа (і зараз є сучасним в ОГП), є незмінним в гідромоторах кількох поколінь. Удосконалення конструкцій гідромоторів серії Н шляхом заміни цапфового розподільного вузла на торцевий та застосування поршневої групи типу «поршень-ролик» з опорою останнього на профільну напрямну (кулачок-копір) без

розвантаження поршнів від бічних зусиль, дозволили створити декілька серій для широкої сфери застосування.

Гідромотори включають конструктивні виконання з вихідним валом (Shaft motor) та мотор-колесо (Wheel motor).

На рисунку 1 представлений радіальнопоршневий гідромотор серії MS фірми *POCLAIN HYDRAULICS* до складу якого входять передня 1 і задня 2 кришки, між якими затиснутий профільний кулачок (копір) 3.

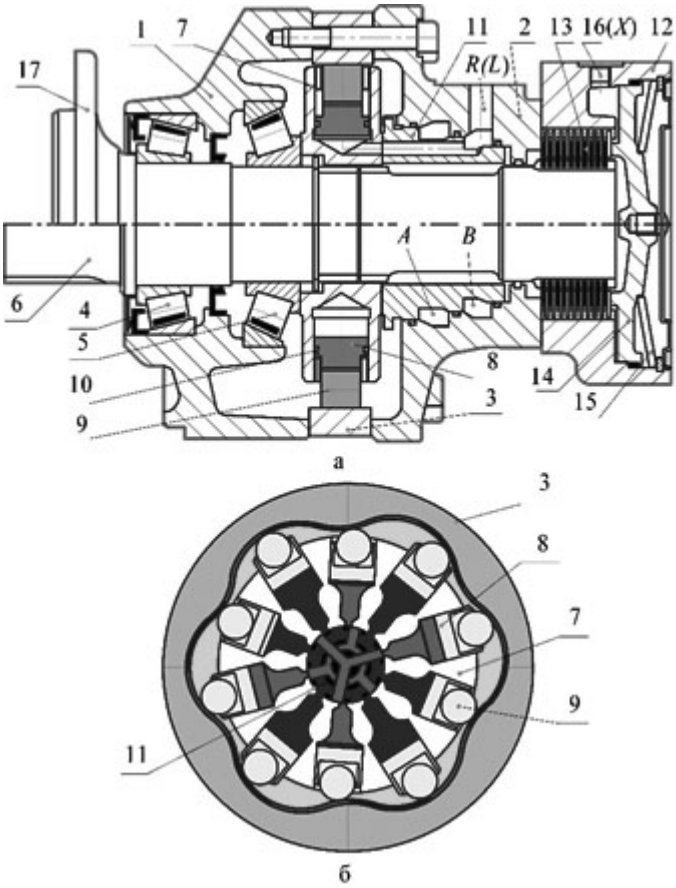


Рисунок 1 – Радіальнопоршневий гідромотор MS POCLAIN HYDRAULICS: поздовжній (а) і поперечний (б) розрізи

У підшипниках 4 і 5 передньої кришки 1 встановлений вал 6, на шліцах якого закріплений блок циліндрів 7, в радіальних розточеннях якого розміщені поршні 8 з роликами 9, що спираються на кулачок 3. Для забезпечення герметичності на поршнях встановлені ущільнювальні кільця 10. Торцевий диск 11 спільно з відповідною поверхнею блоку циліндрів 7 утворюють розподільний вузол гідромотора. Для сполучення насоса ОГП з кільцевими колекторами або і циліндрами гідромотора в задній кришці 2 виконані відповідні отвори і . До задньої кришки 2 прикріплено дискове гальмо 12 нормально-замкненого типу з пакетом гальмівних дисків 13, поршнем 14 затиску дисків пружиною 15 і отвором 16 для підве¬дення тиску розгальмування. На вал 6 насаджена маточина 17, до якої кріпиться диск колеса транспортного засобу. Упродовж роботи гідромотора робоча рідина від насоса підводиться до одного з колекторів, наприклад, А розподільного диска 11 і далі через канали в блоці циліндрів 7 до поршнів 8. Зусилля від тиску рідини на поршень 8 передається через ролик 9 на профільний кулачок 3. Тангенціальна складова цього зусилля призводить блок циліндрів 7 і пов'язані з ним вихідний вал 6 і маточину 17 до обертання. Злив рідини з гідромотора відбувається через колектор В розподільного диска 11 до лініъ всмоктування насоса ОГП.

При використанні в ОГП високомоментних гідромоторів, або аксіальнопоршневих гідромоторів з планетарними редукторами, порівняльним критерієм технічного рівня є питомий показник моменту як відношення маси гідромотора m до його крутного моменту $M_{кр}$

$$k_M = \frac{m}{M_{\hat{e}\eth}}, \text{ кг/Н·м}, \qquad (1)$$

В таблиці 1 приведено технічні характеристики гідромоторів, а на рисунку 2 представлено залежність зміни коефіцієнта для ВГМ за роки їх виробництва, який знижено більше ніж у два рази.

Слід відмітити також на рисунку 2 підвищення частоти обертання та потужності гідромоторів, що дало можливість розширити область їх застосування в мобільних гідрофікованих машинах.

Таблиця 1 – Порівняння технічних характеристик гідромоторів фірми POCLAIN HYDRAULICS різних поколінь

Параметри, розмірність	2000, 1970 р. H20, 1983 р. MS 18, 2010 р.		
Робочий об'єм, см3	2000	1979	2099
Максим. потужність, кВт	42	75	70
Максим. тиск, МПа	45	45	45
Макс. частота оберт., хв–1	44	120	150
Маса, кг	270	175	120
Діаметр х довжина, мм	560x375	440x422	334x395
Макс. крут. теор. момент, Н.м	14310	14160	15018 , кг/Н.м
0,019	0,012	0,008	

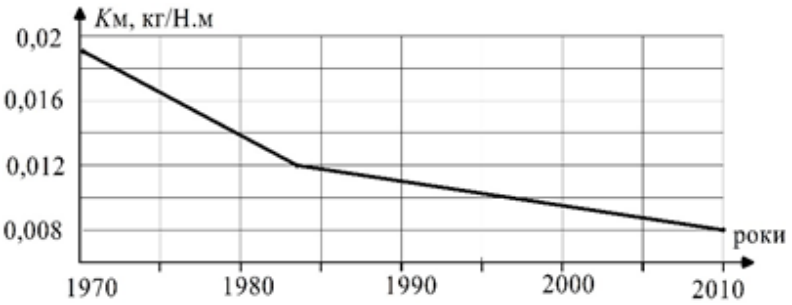


Рисунок 2 – Зниження коефіцієнта в гідромоторах фірми POCLAIN HYDRAULICS з робочими об'ємами 2000 см³ (1970 р.), 1979 см³ (1983 р.) та 2099 см³ (2010 р.)

Список використаних джерел

1. https://technoaktyv.com.ua/ua/cp62817-poclain.html

2. Poclain Hydraulics. Selection Guige 2011. – 03.2011. – 45 p.

3. CDM 170-050 Creepdrive Motors. Poclain Hydraulics / A19965B, 15.03.2010. – 19 p.

UDC 629.7.064.3

Brazhenko Volodymyr, Ph.D.,
Mbuyu Mputu Eliezer
College of Engineering,
Zhejiang Normal University, Jinhua, China

STUDY OF SEMI-DIRECT ACTING SOLENOID VALVE FOR WATER SUPPLY SYSTEM IN THE WASHING MACHINE

In this paper, we focus on investigating the semi-direct-acting solenoid valve for the water supply system in the washing machine [1], [2]. We employed CFD as a research method, the initial conditions for which are obtained by experiment.

The valve under study was with a transparent body. For experimentally calculating diaphragm deflection, its initial and final positions were determined using a high-speed camera with a CMOS sensor. Then we subtracted the displacement value between the initial and final position of the diaphragm. Figure 1 shows: the blue lines are the positioning of the valve in space, the yellow lines characterize the referencing to scale and define the valve dimensions, and the red line characterizes the deflection of the valve diaphragm.

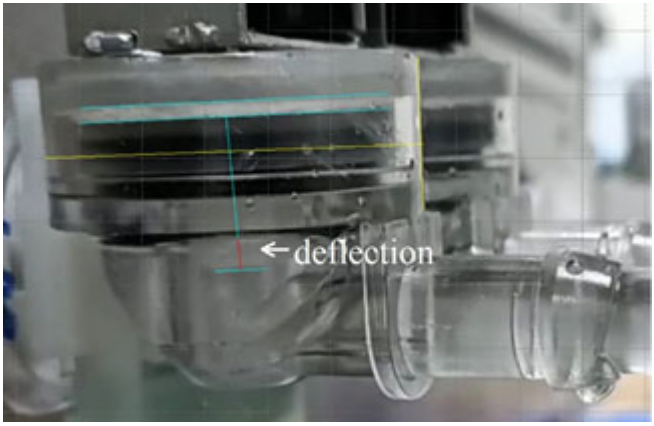


Figure 1 – Experimental study of valve diaphragm deflection

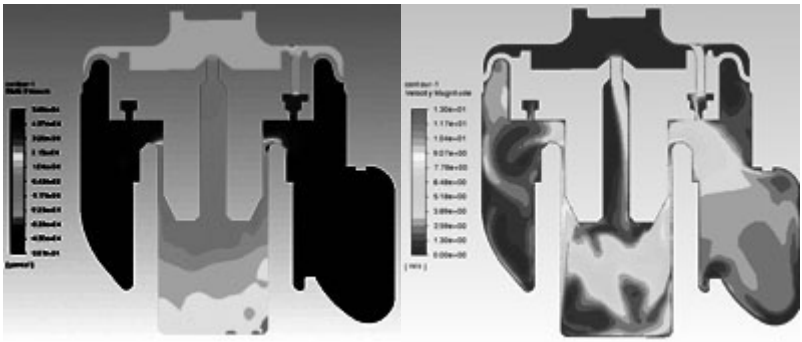


Figure 2 – Simulation results: pressure drop (first picture) and velocity distribu -ion (second picture) inside valve

The paper considers the non-stationary formulation of the problem since at the given experimental conditions, no change in the position of the diaphragm was observed. The pictures of water distribution inside the valve and the pressure drop were obtained based on numerical modelling. Figure 2 shows simulation results: velocity and pressure distribution inside the valve for the initial conditions of flow rate through valve 18,8 L/min and valve pressure drop 0,15 MPa. Potential problem areas in the design of the inner surface of the valve were analyzed. Locations with strong water swirls, blockages, and irregular fluid flow were identified. We gave recommendations for improving the design of semi-direct-acting solenoid valves of water supply systems in washing machines.

Reference list

[1] P. L. Skousen, Valve Handbook 3rd Edition, 3rd edition. McGraw Hill, 2011.

[2] P. Smith and R. W. Zappe, Valve Selection Handbook: Engineering Fundamentals for Selecting the Right Valve Design for Every Industrial Flow Application, 5th edition. Amsterdam ; Boston: Gulf Professional Publishing, 2003.

УДК: 621.438.9

С.М. Ванєєв, канд. техн. наук, доцент,
Д.В. Смоленко,
О.С. Мелейчук
Сумський державний університет

ДОСЛІДЖЕННЯ ГЕОМЕТРИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ПРОТОЧНИХ ЧАСТИН ВИХРОВИХ МАШИН

Усі вихрові машини (компресори, турбіни та насоси) мають однаковий принцип роботи, тому нові технічні рішення, що знаходять для одного типу варто розглядати і для застосування в інших. Специфічний робочий процес не тільки забезпечує їх основні переваги, але й зумовлює відносно невисокий ККД, для підвищення якого необхідне вдосконалення руху робочої речовини по проточній частині. Відомі дослідження геометричних параметрів вихрових машин на їх ефективність: вхідного та вихідного апарата, діаметра робочого колеса, кількості лопаток та їх форми, типу і розміру каналу тощо. Подальшим дослідженням сприяє все зростаюча увага до систем, здатних генерувати електричну енергію з вторинних ресурсів, а цю функцію вихрові розширювальні машини успішно виконують у складі турбогенераторів.

Для вивчення вихрових розширювальних машин перспективним кроком є дослідження профілювання проточної частини в окружному напрямку, яке вже давало підвищення ефективності аналогічних компресорів, оскільки при робочому процесі змінюються параметри газу і він потребує вже іншого об'єму. Потенційно корисним є і дослідження впливу на параметри вихрових машин додавання лопаток на статор та їх розташування. Передбачається, що це підтримає стабільність потоку, що особливо важливо для конструкцій з одним підводом газу. З іншого боку, додані лопатки займають певний об'єм у каналі, а, значить, його залишається менше для розширеного газу. Тому доцільніше використовувати статорні лопатки разом з профілюванням проточної частини, а не додавати їх у канал незмінного поперечного перерізу, що дозволить отримати переваги обох способів одразу.

УДК 621.438.2

С.М. Ванєєв, канд. техн. наук, доцент,
О.І. Мірошниченко,
Т.С. Родимченко,
О.С. Мелейчук
Сумський державний університет «СумДУ»
Д.В. Мірошниченко
ТОВ «НВП «АРМА-Т», Суми

ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ВЕЛИЧИНИ ТОРЦЕВОГО ЗАЗОРУ НА КРУТНИЙ МОМЕНТ СТРУМИННО-РЕАКТИВНОГО РЕВЕРСИВНОГО ПНЕВМОПРИВОДА

Основним типом автоматичного привода, що використовується в даний час для запірної та регулюючої арматури як в Україні, так і за кордоном, є пневмогідропривод, в якому як робоче тіло використовується безпосередньо природний газ. Приводи цього типу мають низку недоліків. Наявність гідробалонів з маслом призводить до збільшення масогабаритних характеристик та експлуатаційних витрат, пов'язаних з необхідністю створення запасів масла на компресорних станціях, контролю його рівня в балонах, періодичного регулювання приводу при зміні температури навколишнього середовища, а також виникнення аварійних ситуацій при витоку масла. Пневмоприводи за схемою «газ-масло» дозволяють дещо покращити масогабаритні характеристики приводів і знизити витрату масла, але перерахованих вище проблем повною мірою не вирішують [1].

Для приводів кульових кранів великих прохідних перерізів (DN>300 мм), які встановлюються на компресорних станціях і на лінійній частині магістральних газопроводів пропонується використовувати струминно-реактивний турбопривод (СРТП), основними частинами якого є струминно-реактивна реверсивна турбіна з зубчастим редуктором та гвинтокулісний передавальний механізм рисунок 1.

Пневматичний (газовий) СРТП має чимало переваг перед іншими типами пневматичних приводів: простота конструкції, висока надійність, найкращі масогабаритні показники, відсутність масла як робочого тіла. На рисунку 2 показана конструктивна схема реверсивної струминно-реактивної турбіни, яка входить до складу СРТП.

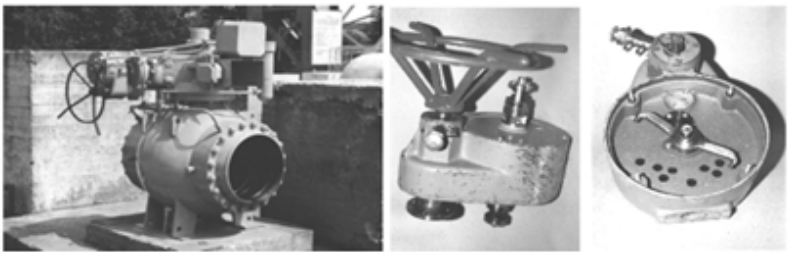


Рисунок 1 – Кран кульовий DN 500 PN 80 зі струминно-реактивним турбоприводом

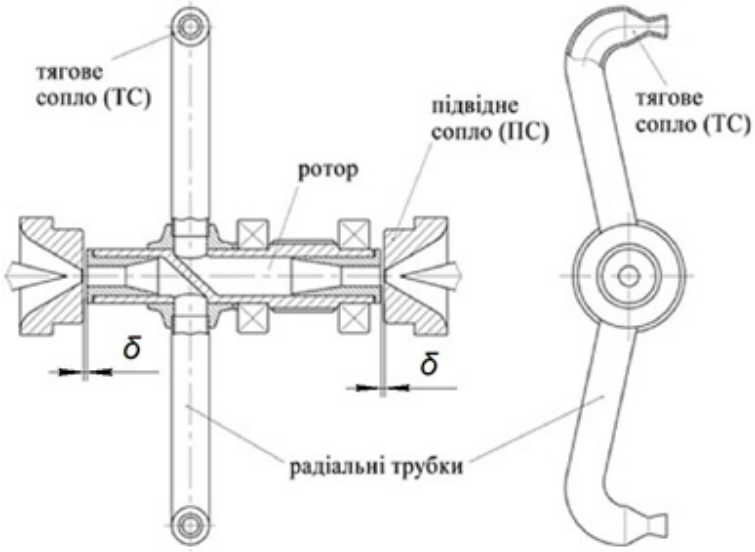


Рисунок 2 – Конструктивна схема струминно-реактивної турбіни у ревесивному виконанні

У конструкції, яка досліджувалася в даній роботі, застосований оригінальний тип безконтактних ущільнень, заснованих на газодинамічному замиканні торцевого зазору δ (рисунок 2) при осьовому підведенні надзвукового струменя газу в канал ротора. А наявність гарантованого торцевого зазору δ між підвідним соплом і обертовим ротором виключає можливість задир і заклинювання цих деталей, а також їх взаємного примерзання при роботі на вологому газі, що також обумовлює високу надійність і ефективність роботи.

В роботі за допомогою програмного комплексу ANSYS проведено дослідження впливу величини торцевого зазору δ між підвідним соплом і обертовим ротором на течію газу в проточній частині струминно-реактивної турбіни і величину створюваного крутного моменту. Точність розрахунків оцінювалася зіставленням отриманих пускових моментів із експериментальними даними [2].

В результаті досліджень отримано залежності пускових моментів від вхідного тиску при різних значеннях торцевих зазорів δ (від 0 до 1 мм). Також було встановлено вплив збільшення торцевого зазору на збільшення витоку газу і зниження крутного моменту при зміні тиску на вході в турбіну від 6 бар до 46 бар.

Список використаних джерел

1. Ванеев, С.М. Анализ конструктивних схем приводов шаровых кранов DN=300-1400 мм для компрессорных станций магистральных газопроводов / С.М. Ванеев, С.К. Королев, В.П. Ена // Збірник наукових праць Кіровоградського державного технічного університету. – 2000. – Вип. 7. – С. 52 –57.

2. Бережний, О.С. Удосконалення робочих характеристик струминно-реактивного пневмоагрегата на основі уточнення моделі робочого процесу: автореф. дисертації на здобуття наукового ступеня канд. техн. наук: спец. 05.05.17 – гідравлічні машини та гідропневмоагрегати, наук. кер. канд. техн. наук, доц. Ванеев С.М. / Бережний О.С; Сумській державний університет. – Суми, 2014. – 157 с.

УДК 62. 236

В.О. Кудраш,
М.С. Бурдейний,
Л.К. Поліщук, д-р техн. наук, професор
Вінницький національний технічний університет

ПОРІВНЯННЯ ДИНАМІЧНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ ГІДРАВЛІЧНОГО ТА ЕЛЕКТРОМЕХАНІЧНОГО ПРИВОДІВ

Для порівняння динамічних властивостей гідравлічного та електромеханічного приводів стрічкового конвеєра використано схему конвеєра (рисунок 1, а) [1]. До вхідного валу В рухомої частини конвеєра А3 може під'єднуватися гідравлічний А1 чи електромеханічний А2 приводи. У гідроприводі А1 насос 1 та гідромотор 2 (з моментом інерції І1) мають характерні об'єми qн і qм та частоти обертання nн, і nм , відповідно.

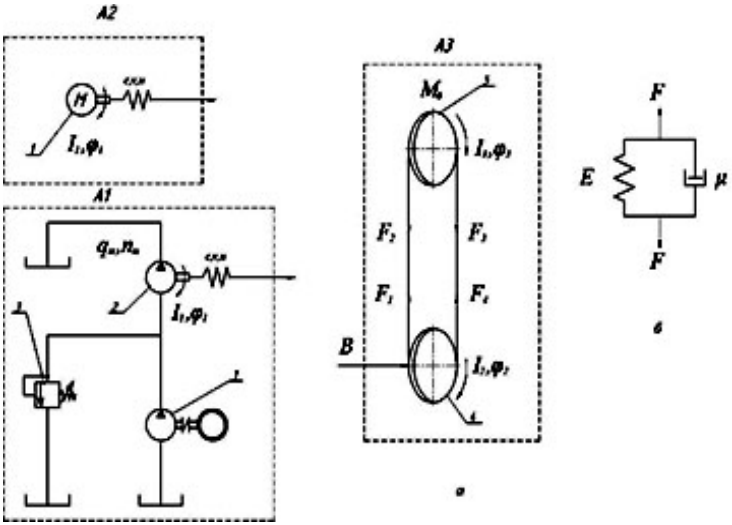


Рисунок 1 – Розрахункова схема конвеєра (а) з гідравлічним А1 і електромеханічним А2 приводом та розрахункова схема стрічки (б)

Гідролінії об'ємом V знаходяться під тиском p1 робочої рідини (РР) з коефіцієнтом стисливості k. Пружна муфта і передавальний механізм приводу з передатним числом u представлено пружиною

з крутильною жорсткістю с та в'язкістю v. Рухомі частини конвеєра подані двома дискретними масами 4 і 5 [2,3].

До першої зведені маси обертових частин привідного пристрою з моментом інерції І2, до другої – рухомі ланки транспортувальної частини конвеєра з моментом інерції І3. До хвостового барабана зведено момент опору Мо корисних сил, що діють на конвеєр. Кути повороту валу гідромотора, дискретних мас 4 і 5 позначено через φ1, φ2, φ3, відповідно. До дискретних мас 4 і 5 прикладено сили натягу стрічки F1, F2, F3, F4. Стрічку конвеєра подано реологічною моделлю Фойгта з пружно-дисипативними зв'язками (рисунок 1, б) [4].

Математичну модель гідравлічного приводу подаємо у вигляді системи рівнянь, в якій враховано умову нерозривності потоку РР та рівняння руху механічної частини.

В електромеханічному приводі А2 конвеєра вал електродвигуна 1 з моментом інерції ротора Ir через муфту та передавальний механізм з параметрами с, v, u аналогічно під'єднується до валу В. Для коректного визначення електромагнітного моменту Ме, враховано співвідношення, що описують електромагнітний стан двигуна [5]. Електромагнітні явища в асинхронному двигуні з урахуванням насичення магнітопроводу описуються диференціальними рівняннями.

Проведено дослідження перехідних процесів зміни моментів та частот обертання під час їх пуску для випадків без дії навантаження та з навантаженням. Показано, що коефіцієнт динамічності для гідропривода Кд = 2,8, а для електропривода Кд = 5. Тривалість перехідного процесу встановлення стабільної швидкості руху в приводі з електродвигуном в 3,5 разів перевищує цей параметр приводі з гідродвигуном.

Тобто з метою зниження динамічних навантажень в стрічковому конвеєрі перевагу слід надати гідравлічному приводу, який має кращі динамічні властивості ніж електромеханічний.

Список використаних джерел

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

2. Polishchuk, L., Kharchenko, Ye., Piontkevych, Koval, O.: The research of the dynamic processes of control system of hydraulic drive of belt conveyors with variable cargo flows. Eastern Eur. J. Enterp. Technol. 2(8(80)), 2016, 22–29.

3. Polishchuk, L., Khmara, O., Piontkevych, O., Adler, O.

, Tungatarova , A. and Kozbakova, A. Dynamics of the conveyor speed stabilization system at variable loads. Informatyka, Automatyka, Pomiary w Gospodarce i Ochronie Środowiska. 12, 2 (Jun. 2022), 60-63. DOI: https://doi.org/10.35784/iapgos.2949.

4. Спиваковский, А.О. Теоретические основы расчета ленточных конвейеров / А.О. Спиваковский, В.Г. Дмитриев. – М. : Наука, 1977. – 154 с.

5. Харченко, Є.В. Розрахунок процесу пуску насосного агрегату бурової установки з фрикційною оперативною муфтою / Є.В. Харченко, Р. А. Ковальчук // Динаміка, міцність та проєктування машин і приладів. Вісник Національного університету «Львівська політехніка». – 2006. – № 556. – С. 69–78.

УДК 621.225.001.4

А.І. Панченко, д-р техн. наук,
А.А. Волошина, д-р техн. наук
Таврійський державний агротехнологічний університет
імені Дмитра Моторного
О.А. Тітова, д-р пед. наук
Інститут професійної освіти НАПН України
А.А. Волошин
ВСП «Мелітопольський фаховий коледж ТДАТУ»

КІНЕМАТИКА РУХУ РОТОРІВ ОРБІТАЛЬНИХ ГІДРОМАШИН

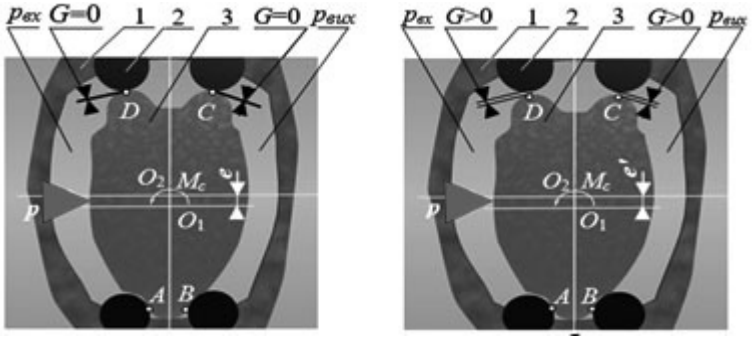
Для приводу активних робочих органів самохідної техніки використовують різні типи гідравлічних машин, але особлива увага приділяється орбітальним гідромоторам [1]. Відмінною особливістю цих гідромоторів є наявність зовнішнього та внутрішнього роторів із спеціальним гіпоциклоїдальним профілем зубів [2]. Між центрами роторів орбітального гідромотора відсутній «жорсткий» кінематичний зв'язок, що призводить до нестандартних змін його вихідних

характеристик [3]. Стабільність вихідних характеристик гідравлічних приводів самохідної техніки визначається параметрами гідромоторів.

Похибки апроксимації гіпоциклоїдального контуру профілю зубів зовнішнього 1 і внутрішнього 3 роторів призводять до наявності початкового діаметрального зазору G у розташуванні роторів (рисунок 1). При роботі орбітального гідромотора, в результаті зношування зубів його роторів діаметральний зазор G постійно збільшується [3, 4]. Відтак при дослідженні кінематики переміщення роторів розрізняють два випадки розташування роторів: теоретичний (рисунок 1, а) та реальний (рисунок 1, б).

При теоретичному розташуванні роторів діаметральний зазор G відсутній ($G = 0$). Один із зубів внутрішнього ротора 3 завжди торкається двох зубів 2 зовнішнього ротора 1 в точках A і B, а діаметрально протилежні зуби внутрішнього ротора 3 контактують із зубами 2 зовнішнього ротора 1 в точках C і D.

Точки торкання зубів A, D і B, C завжди розташовані по різні боки лінії центрів роторів, що дозволяє відокремлювати зону високого тиску $p_{вх}$ від зони низького тиску $p_{вих}$ без додаткових конструктивних елементів. Необхідно відзначити, що між рештою пар зубців роторів, що знаходяться в інтервалі точок контакту A, D і B, C, відповідно, зазор $G > 0$.



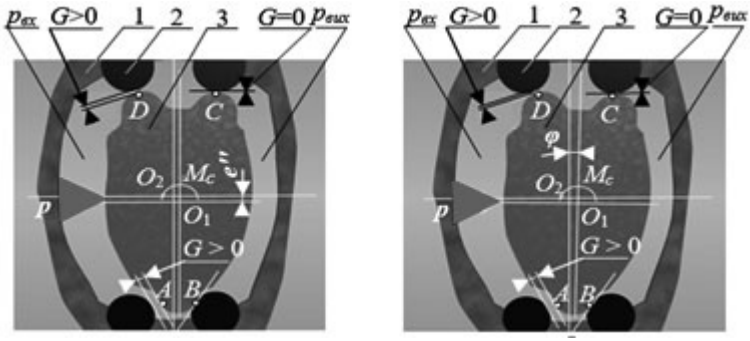
а б

Рисунок 1 – Початкове положення роторів для:
а – теоретичного розташування (G = 0); б – реального розташування (G > 0); 1 – зовнішній ротор; 2 – зуб (ролик);
3 – внутрішній ротор

Таке контактування роторів обумовлено тільки геометрією профілів їх зубів та забезпечує «жорсткий» кінематичний зв'язок між центрами роторів O_1 і O_2, розташованих на відстані, яка дорівнює ексцентриситету e. На внутрішній ротор 3 діють: результуюча сила P від тиску $p_{вх}$ робочої рідини і момент M_c, додані у точці O_1. Під дією результуючої сили P внутрішній ротор 3 з числом зубів z_1, переміщаючись плоскопаралельно, повертається на кут φ, обкочуючись по внутрішньому ротору 1 та передаючи крутний момент.

При реальному розташуванні роторів (рисунок 1, б) завжди є діаметральний зазор G > 0, пов'язаний з технологічними особливостями виготовлення та необхідний для компенсації температурних розширень роторів. У вихідному положенні внутрішній ротор 3 одним зі своїх зубів торкається двох зубів 2 зовнішнього ротора 1 в точках A і B. Аналогічні точки C і D двох діаметрально протилежних зубів ротора 3 знаходяться на відстані G від відповідних зубів 2 ротора 1. Через те що при реальному розташуванні роторів відсутній «жорсткий» кінематичний зв'язок між центрами роторів O_1 і O_2, відстань між ними змінюється і дорівнює e' = e + G/2. Зона високого тиску рвх при реальному розташуванні роторів, гідравлічно замикається через подвійну щілину висотою G (у точках D і C) із зоною низького тиску рвих, викликаючи перетічки, що зменшують об'ємний ККД гідромотора. Таке становище роторів (рисунок 1, б) умовимося називати становищем I, при якому на ротор 3 діють ті ж сили, що і при теоретичному розташуванні роторів. Тому для подальшого дослідження переміщення роторів орбітального гідромотора скористаємося схемою, представленою на рисунку 2.

Під дією результуючої сили P внутрішній ротор 3 переміщатиметься з положення I в положення II (рисунок 2, а) до дотику діаметрально протилежного зуба ротора 3 з відповідним зубом ротора 1 в точці C. Переміщаючись в положення II, внутрішній ротор 3 рухається поступово переміщаючись за нормаллю, прикладеною в точці B. При переміщенні з положення I в положення II внутрішній ротор 3 не може повернутися на кут переміщення φ, під дією моменту опорів навантаження M_c. Переміщаючись у положення II ротор 3 «вспливає» на величину діаметрального зазору G змінюючи відстань між центрами O_1 і O_2 роторів, роблячи його рівним $e' = e - G/_2$.



а б

Рисунок 2 – Схема переміщення внутрішнього ротора при реальному розташуванні: а – «спливання» внутрішнього ротора; б – поворот внутрішнього ротора; 1 – зовнішній ротор; 2 – зуб (ролик); 3 – внутрішній ротор

Під дією результуючої сили *P* внутрішній ротор 3 буде переміщатися з положення I в положення II (рисунок 2, а) до дотику діаметрально протилежного зуба ротора 3 з відповідним зубом ротора 1 в точці *C*. Переміщаючись в положення II, внутрішній ротор 3 рухається поступово переміщаючись за нормаллю, прикладеною в точці *B*. При переміщенні з положення I в положення II внутрішній ротор 3 не може повернутися на кут переміщення φ, під дією моменту опорів навантаження M_c. Переміщаючись у положення II ротор 3 «вспливає» на величину діаметрального зазору G змінюючи відстань між центрами O_1 і O_2 роторів, роблячи його рівним $e' = e - G/2$. Таке «спливання» ротора 3 орбітального гідромотора спричинено відсутністю «жорсткого» кінематичного зв'язку між їх центрами O_1 і O_2, що дозволяє роторам займати різні положення в діапазоні діаметрального зазору *G*. У положенні II відбувається «самогерметизація» роторів, через те що точки дотику роторів *B* і *C* розділяють зони високого $p_{вх}$ і низького тиску $p_{вих}$, запобігаючи перетіканню. Після «вспливання», під дією результуючої сили *P*, внутрішній ротор 3 передаючи крутний момент повертається на кут φ займаючи положення III (рисунок 2, б), при якому так само відбувається «самогерметизація» роторів, тому що точки їх торкання *B* і *C* поділяють зони високого рвх і низького тиску $p_{вих}$, запобігаючи перетіканню.

Явище «самогерметизації» роторів орбітального гідромотора, спричинине їх переміщеннями, обумовлює нестандартну зміну вихідних характеристик гідромоторів. До таких змін відносяться: відсутність витрати витоків і, як наслідок, стабілізація об'ємного ККД; зменшення кутової швидкості обертання валу гідромотора черех додаткові переміщення ротора. Отже для прогнозування зміни частоти обертання валу орбітального гідромотора в залежності від діаметрального зазору G, необхідно визначити залежності зміни кутової швидкості обертання при теоретичному і реальному положенні його роторів.

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. Конструктивные особенности и принцип работы гидромашин с циклоидальной формой вытеснителей [Текст] / А. И. Панченко, А. А. Волошина // Промислова гідравліка і пневматика, 2010. –№3(29). – С.57-69.

3. Надійність конструкції роторів планетарного гідромотора [Текст] / А.І. Панченко, А.А. Волошина, І.А. Панченко // Праці ТДАТУ. – Мелітополь: ТДАТУ, 2020. – Вип. 20. – Т. 1. – С. 82–92.

4. Дослідження впливу похибки форми виготовлення роторів на вихідні характеристики планетарних гідромоторів [Текст] / А.І. Панченко, А.А. Волошина, І.А. Панченко // Праці ТДАТУ. – Мелітополь: ТДАТУ, 2018. – Вип. 18. – Т. 2. – С. 30-49.

УДК 621.22

Н.П. Пенкіна, викладач
О.А. Дмитренко, викладач
Харківський автомобільно-дорожній фаховий коледж

АНАЛІЗ ВПЛИВУ ВЛАСТИВОСТЕЙ РОБОЧИХ РІДИН НА НАДІЙНІСТЬ РОБОТИ ГІДРОПРИВОДА МАШИН

У світовій і вітчизняній практиці удосконалення існуючих та створення принципово нових машин і технологічного обладнання визначилась тенденція широкого використання ресурсо- та енергозберігаючих технологій. Найбільш повно вимогам економної витрати матеріалів та ресурсів задовольняють машини й устаткування з гідравлічним приводом, які забезпечують високі значення показників надійності й енергетичної ефективності та дозволяють створювати мехатронні модулі і складні системи. Вони знайшли широке застосування у сучасному технологічному устаткуванні й мобільних машинах.

Надійність роботи гідропривода машин значною мірою залежить від експлуатаційних властивостей робочої рідини. У першу чергу робоча рідина в гідроприводі є робочим тілом, тобто є носієм енергії, що забезпечує передачу останньої від джерела енергії (двигуна) до її споживача (виконавчим механізмам). Крім того, робоча рідина виконує роль змащення в парах тертя гідропривода, будучи агентом, що змазує і охолоджує , і середовищем, що видаляє продукти зношування. До функцій робочої рідини відноситься і захист деталей гідропривода від корозії. У зв'язку з цим до робочих рідин пред'являються різнобічні вимоги, дещо суперечливі і виконання яких повною мірою не завжди можливо.

У гідроприводах сучасних будівельних і дорожніх машинах головним чином застосовують мінеральні масла на нафтовій основі.

Робочі рідини на нафтовій основі є багатокомпонентними рідинами, що складаються на 85-98 % з базового масла, властивості якого поліпшують введенням присадок. Базові масла одержують при переробці нафти первісною перегонкою на фракції з наступним очищенням масляних дистилятів. Вхідні до складу базового

масла вуглеводні мають приблизно однакову молекулярну масу і підрозділяються на наступні групи:

- нафтенові вуглеводні (циклоалкани). Нафтенові вуглеводні є бажаними компонентами, тому що підвищений їхній вміст приводить до поліпшення в'язкісно-температурних властивостей і термічної стабільності робочих рідин. У базових маслах вміст циклоалканів звичайно складає 50-75 % по масі;

- парафінові вуглеводні. При низьких температурах парафіни кристалізуються, тому в мало в'язких базових маслах присутні тільки легкі парафінові фракції, що забезпечують положисту в'язкісно-температурну характеристику;

- ароматичні вуглеводні. З погляду в'язкісно-температурних характеристик і термоокислювальної стабільності даний вид вуглеводнів є небажаним і в базових маслах його концентрація знаходиться в межах 10-30 % ;

- вуглеводні змішаної будівлі, що представляють собою різноманітні комбінації індивідуальних вуглеводнів трьох розглянутих груп [7].

Структурними елементами неполярних робочих рідин служать [8] насичені вуглеводні (алкени, нафтени) з діелектричною проникністю $\varepsilon \approx (1{,}9 \pm 0{,}2)\varepsilon_0$ і ароматичні вуглеводні з $\varepsilon \approx (2{,}4 \pm 0{,}2)\varepsilon_0$, де $\varepsilon_0 = (1/36\pi) \cdot 10^{-9}$ Ф/м – діелектрична проникність повітря. На верхній границі неполярних елементів знаходяться асфальтени з $\varepsilon \approx (3\text{-}4)\varepsilon_0$.

До структурних елементів РР відносяться механічні домішки, частки карбенів, карбоїдів і глобули води, тобто всі домішки з діелектричною проникністю $\varepsilon \geq 5\varepsilon_0$.

До складу робочої рідини, крім базового масла, входять також присадки і добавки різного функціонального призначення, продукти зносу і частки забруднення, з'єднання, що містять кисень, наявність яких викликано попаданням повітря у масло.

Надійність вузлів і механізмів гідроагрегатів багато в чому визначається видом змащення трибосполучень. Відповідно до прийнятої класифікації [9] розрізняють наступні види змащення:

- рідинне змащення, при якій поверхні тертя розділені шаром робочих рідин;

- граничне змащення, при якій відбувається безпосередній контакт поверхонь по мікронерівностях;

- змішане змащення, що являє собою сукупність двох вищезгаданих видів.

Робота трибосполучень у тім чи іншому виді змащення залежить від властивостей робочих рідин, швидкостей переміщення поверхонь, температури і навантажень у контакті.

Найбільш небезпечним, з погляду зносу і втрат на тертя, є граничний режим змащення. Відповідно до міжнародного стандарту ISO 4378/3 під граничним змащенням розуміється такий вид змащення, якому не можуть бути приписані об'ємні в'язкісні властивості і який визначається властивостями граничних шарів, що виникають при взаємодії мастильного матеріалу і поверхні тертя в результаті фізичної чи хімічної адсорбції.

При граничному змащенні поверхні сполучених тіл розділені шаром мастильного матеріалу дуже малої товщини (від товщини однієї молекули до 0,1 мкм). Наявність граничного шару або граничної плівки знижує сили тертя в порівнянні з тертям без мастильного матеріалу в 2–10 разів і зменшує знос сполучених поверхонь у сотні разів [10].

У рідкому чи газоподібному зовнішнім середовищі граничні шари виникають у результаті адсорбції. Цей процес йде поступово зі збільшенням концентрації адсорбованих молекул до насичення адсорбційного шару і супроводжується міграцією молекул, унаслідок їхньої поверхневої рухливості [10].

Безперебійна і довгострокова робота гідропривода визначається рівною мірою як правильністю вибору марки робочої рідини при конструюванні, так і грамотною експлуатацією гідропривода.

Список використаних джерел

1. Аврунін, Г.А. Основи об'ємного гідропривода і гідропневмоавтоматики : навч. посіб. / Г.А. Аврунін, І.Г. Кириченко, І.І. Мороз; під ред. Г.А. Авруніна. – Харків : ХНАДУ, 2009. – 424 с.

2. Андренко, П.М. Технічне діагностування гідравлічних приводів : навч.посіб. / П.М. Андренко, А.Ю. Лебедєв, М.С. Свинаренко. – Харків: НТУ «ХПІ», 2016. – 172 с.

3. Ащеулов, А.В. Анализ интенсивности отказов гидравлического оборудования / А.В. Ащеулов // Гидравлика. Пневматика. Приводы. – 2010. –№ 1 (3). – С. 8–9.

4. Рабочие жидкости систем гидропривода: учеб. пособ. / В.А.Трофимов, О.М. Яхно, А.П. Губарев, Р.И. Соломин. – Киев : НТУУ«КПИ», 2009. – 184 с.

5. Фінкельштейн, З.Л. Експлуатація, обслуговування та надійність гідравлічних машин і гідроприводів : навч. посіб. / З.Л. Фінкельштейн, П.М. Андренко, О.В. Дмитрієнко ; під ред. проф. П.М. Андренка. – Харків : НТУ «ХПІ», 2014. – 308 с.

6. Беленков, Ю.А., Нейман, В.Г., Селиванов, М.П., Точилин, Ю.В. Надёжность объёмных гидроприводов и их элементов. – М.: «Машиностроение», 1977. – 167 с.

7. Макаров, Р.А., Абрамов, С.И. О режимах работы строительных машин. – ЦБТИ ЦНИИСМТП , 1969.

8. Руднев, В.К., Венцель, Е.С., Лысиков, Е.Н .Эксплуатационные материалы для строительных и дорожных машин. – Киев, 1993.

9. Кочанов, Э.С., Кочанов, Ю.С., Скачков, А.Е. Электрические методы очистки и контроля судовых топлив. – Ленинград: Судостроение, 1990. – 215 с.

10. Шехтер, Ю.Н., Крейн, С.Э., Тетерина, Л.Н. Маслорастворимые ПАВ. – 1978.

11. Гаркунов, Д.Н. Триботехника. – Москва: Машиностроение, 1985.

12. Якобсон, А.Я. Адсорбционные свойства Fe2O3.Журнал физической химии. – 1985, т. 58, № 4.

УДК 621.22:621.694

А.С. Роговий, д-р техн. наук, професор,
С.І. Лук'янець,
П.В. Толстий
Національний технічний університет
«Харківський політехнічний інститут»
А.О. Нескоромений
Харківський національний автомобільно-дорожній університет

ПОРІВНЯННЯ ХАРАКТЕРИСТИК РОБОТИ НАФТОВИХ СТРУМИННИХ НАСОСІВ

Розвиток струминних технологій є найперспективнішим напрямком розвитку гідравлічних та пневматичних машин, тому що струминна техніка має неперевершені показники надійності та довговічності за порівняних показників ефективності. Безумовно, ефективність роботи струминних нагнітачів залишатиметься гіршою за інші типи нагнітачів, що пояснюється необхідністю використання додаткового нагнітача чистого середовища [1].

Вихорокамерні нагнітачі (ВКН) досліджуються майже сорок років, й вже визначилися межі їх застосування [2]. Ці нагнітачі мають кращі характеристики упродовж транспортування сипучих середовищ, у тих випадках, коли співвідношення густини середовища, яке перекачується до густини середовища, за допомогою якого перекачують перевищує декілька тисяч [3]. У роботі [4] розглянуто особливості перекачування за допомогою ВКН неньютонівських рідин із високою в'язкістю, Бінгамівських рідин, але властивості нафти мають низку відмінностей від діапазонів зміни в'язкості, описаних в цій статті. Таким чином, ВКН є насосами, що можуть використатися для перекачування рідин із високими показниками в'язкості, але будь-яких досліджень їх характеристик протягом перекачування нафти, на сьогоднішній день проведено не було.

Метою роботи є визначення та порівняння між собою характеристик роботи струминних насосів різних типів: прямоточних та вихорокамерних.

Числове моделювання течії нафти у ВКН є доволі складним внаслідок ефектів обертових потоків, що виникають протягом течії [5].

Більшість моделей турбулентності мають складності щодо коректного розрахунку падіння тиску біля осі вихрової камери внаслідок значного перевищення турбулентної в'язкості, що генерується моделлю турбулентності. Отже в даному дослідженні використано модель турбулентності SST з коригуванням на кривизну ліній струму та обертання потоку.

В якості прототипу для порівняння обрано струминний насос НСФБ 39/45. Для адекватного порівняння діаметр горла активного потоку ВКН виконувався насосом-прототипом, горло активного потоку якого дорівнювався діаметру насоса-прототипу.

Для якісного розрахунку можливого впливу газу, що розчинено у нафті до рівнянь Рейнольдса та нерозривності додано рівняння Релея–Плессета [6]. На даний час у комерційних CFD пакетах реалізовано близько 8 моделей кавітації, що базуються на моделі кавітації Релея–Плессета. Найбільша кількість моделей кавітації реалізована в програмному пакеті ANSYS Fluent. У великих програмних комерційних пакетах, таких як ANSYS CFX і Star CCM+ використовуються ті ж моделі кавітації, що і в ANSYS Fluent, але дещо модифіковані.

В результаті розрахунку отримано, що газовміст нафти практично не впливає на розподіл тиску всередині вихрової камери. В центрі камери або близько до нижньої торцевої кришки утворюється зона збільшеного тиску, що можна пояснити ударом двох потоків, що всмоктуються у вихрову камеру. Розташування цієї зони суворо у центрі камери чи ближче до однієї зі стінок може бути пов'язане з нестаціонарністю процесу, що перебігає у вихровій камері. Нестаціонарність є причиною несиметричності течії, внаслідок чого величина зниження тиску в осьових каналах не однакова. В тому каналі, в якому виявляється більший тиск, зменшується величина витрати потоку, що всмоктується, і це наближує зону збільшення тисків та ударів потоків до відповідного осьового каналу.

Вперше на основі числових досліджень підтверджено можливість використання вихорокамерних насосів для перекачування нафти. При цьому ККД складає приблизно 15 %, що майже вдвічі перевищує ККД прямоточних струминних насосів НСБФ39/43, що використовуються для цієї мети.

Слід зазначити, що значення коефіцієнта корисної дії насоса упродовж розрахунку за моделлю кавітації виявився значно меншим, ніж за розрахунком без урахування моделі кавітації. Це можна пояснити виділенням газу з нафти, що спричиняє проблеми всмоктування нафти через насос.

Список використаних джерел

1. Сьомін, Д.О., Роговий, А.С. Вплив умов входу середовища, що перекачується, на енергетичні характеристики вихрекамерних насосів. Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Збірник наукових праць. Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. Харків: НТУ «ХПІ», 2015. № 3 (1112). – С. 130– 36.

2. Сьомін, Д.О., Роговий А.С. Вихорокамерні нагнітачі: монографія. Харків, 2017. – 204 с.

3. 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. Rogovyi, A., Korohodskyi, V., Medvediev, Y. Influence of Bingham fluid viscosity on energy performances of a vortex chamber pump. Energy, 2021. Vol. 218, P. 119432.

5. Smirnov, P.E., Menter, F.R. Sensitization of the SST turbulence model to rotation and curvature by applying the Spalart–Shur correction term. Journal of Turbomachinery, 2009, 131(4). 041010. P. 1– 8.

6. Plesset, M.S. The Dynamics of Cavitation Bubbles. Journal of Applied Mechanics, 1949.

УДК 621.225

Я.В. Чмуж, канд. техн. наук,
О. О. Галицький,
О. В. Кебко
Український державний університет залізничного транспорту

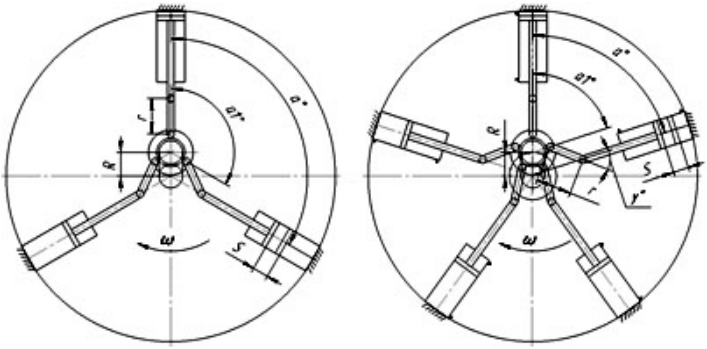
НИЗЬКООБЕРТОВІ ВИСОКОМОМЕНТНІ ГІДРОМОТОРИ НА БАЗІ ЦИЛІНДРІВ РІВНОМІРНО РОЗМІЩЕНИХ ПО КОЛУ В ОДНІЙ ПЛОЩИНІ

Сучасні тенденції створення гідромоторів полягають у застосуванні методів конструювання що дозволяють постійно підвищувати їх ефективність [1,2] відносно існуючих. Розглядаючи гідрофіковані машини [3], їх механізми та робочий процес, робоче обладнання яке виконує корисну роботу з малим обертовим рухом завжди має складну конструкцію привода. У більшості випадків незначні оберти робочого обладнання супроводжуються також необхідним значним крутним моментом, який досягається застосуванням редукторів. При великій повторювальності розгінних та гальмівних процесів виникають нестійкі режими роботи робочого обладнання та відповідного зниження ефективності робочого процесу. Відомо, що підвищення показників ефективності робочих процесів гідрофікованих машин досягається шляхом застосування низькообертових високомоментних гідромоторів на базі циліндрів. Разом з тим конструктивні особливості передбачають розміщення циліндрів у різних площинах при розміщенні їх по колу, що може перешкоджати їх застосуванню в механізмах з обмеженими розмірами.

Створення нових конструкцій гідромоторів на базі силових циліндрів при рівномірному їх розміщенні по колу в одній площині є метою даної роботи.

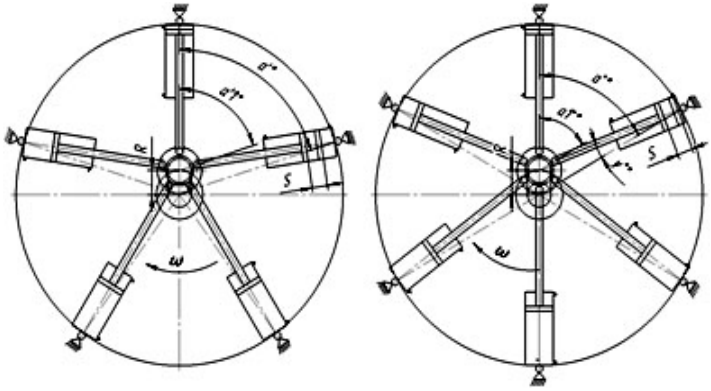
Базуючись на теорії подібності та дослідженнях поршневих двигунів внутрішнього згорання [4] досягнення поставленої мети можливо шляхом застосування системи шатунів разом з фіксованими, не рухомими, циліндрами. Поєднання таких елементів дозволило розташувати циліндри в одній площині при рівномірному розміщенні

їх по колу, тим самим створюючи низькообертові високомоментні гідромотори на базі циліндрів з системою шатунів, які зображені на рисунку 1.



а) б)

Рисунок 1 – Низькообертові високомоментні гідромотори на базі циліндрів в одній площині з системою шатунів: а) трьох циліндрів; б) п'яти циліндрів



а) б)

Рисунок 2 – Низькообертові гідромотори на базі циліндрів в одній площині з загальним шатуном: а) окружне розміщення п'яти циліндрів; б) окружне розміщення шести циліндрів

Застосовуючи результати попередніх досліджень низькообертових високомоментних гідромоторів при використанні комп'ютерного моделювання дозволило створити конструкцію гідромотора з одним загальним шатуном для усіх циліндрів. Функціонування такого гідромотора забезпечується при шарнірному закріпленні циліндрів на корпусі. Схемне рішення таких гідромоторів показане на рисунку 2 та підкреслює функціональну особливість, що полягає у коливальних рухах циліндрів шарнірно закріплених штоками на загальному шатуні та шарнірно закріпленими циліндрами на корпусі. Отримані схемні рішення низькообертових високомоментних гідромоторів відображають теоретичну можливість їх створення та функціонування. Розміщення циліндрів у одній площині дозволяє розширити сферу застосування в механізмах машин з обмеженими розмірами. Разом з тим функціональні закономірності роботи системи шатунів з фіксованним положенням циліндрів та загального шатуна з коливальними циліндрами, потребують подальших досліджень. Які дозволять визначити основні параметри гідромоторів даного типу та їх функціональні особливості.

Список використаних джерел

1. Холодов, А.М. Проєктирование машин для земляных работ: Под ред. А.М. Холодова / А.М. Холодов. – Харьков: Вища школа. Изд. при Харьк. ун-те, 1986. – 272 с.

2. Блохин, С.В. Машины для земляных работ, предпосылки повышения их конкурентоспособности: учебное пособие / С.В. Блохин, Н.Г. Малич. – Днепропетровск: ИМА-пресс, 2005. – 304 с.

3. Вощинин, А.И. Гидравлические и пневматические устройства на строительных и дорожных машинах / А.И. Вощинин, И.Ф. Савин – М.: МАШГИЗ, 1954. – 322 с.

4. Чайнов, Н.Д. Конструирование двигателей внутреннего сгорания: / Н.Д. Чайнов, Н.А. Иващенко, А.Н. Краснокутский, Л.Л. Мягков; под. ред. Н.Д. Чайнова. – М.: Машиностроение, 2008. – 496 с.

УДК: 616.381-089.85

В.М. Бадах, канд. техн. наук, доцент
Національний авіаційний університет
В.В. Скиба, д-р мед. наук, професор
Національний медичний університет імені О.О. Богомольця
В.Ф. Рибальченко, д-р мед. наук, професор
Національний університет охорони здоров'я України
імені П.Л. Шупика
В.В. Лисиця, асистент
кафедри хірургічних хвороб №1 ПВНЗ
«Київський медичний університет»

РЕЗУЛЬТАТИ ВИКОРИСТАННЯ ГІДРОСТРУМЕНЕВОГО СКАЛЬПЕЛЯ В АБДОМІНАЛЬНІЙ ХІРУРГІЇ

Актуальність зумовлена тим, що за звичай спайки після операцій на органах черевної порожнини за даними різних авторів виникають у 67-95% випадків, але спайкова кишкова непрохідність розвивається в 12–64% випадків. Проте, на сьогодні збільшується кількість операцій на органах черевної порожнини, і є чинником того, що призводить до збільшення частоти виникнення випадків гострої спайкової непрохідності кишечника (ГСНК). На сьогодні за даними літератури летальність є високою та знаходиться у межах 7,6–19%, а у хворих пенсійного віку складає від 33 до 55% [1, 3].

За для покращення лікування розділення спайкового процесу черевної порожнини колективом науковців НАУ, В.П. Бочаровим та В.М. Бадахом (2006) розроблено, запатентовано та впроваджено в практику охорони здоров'я, гідроструменевий скальпель, завдяки використанню якого досягається прицезійне розділення різнорідних тканин без пошкодження серозної оболонки та судин безкровне розділення, що має значно кращі результати як у близькому, так і у віддаленому періоді – значно краща якість життя пацієнтів, що перенесли інтраабдомінальні операції [2, 4, 5].

Мета роботи – покращення результату хірургічного лікування хворих, що страждають на гостру спайкову непрохідності кишечника, з використанням новітніх технологій при розділенні спайкового процесу.

Матеріали та методи. В клінічних хірургічних відділеннях КНП «КМКЛ № 1, що є базою кафедри хірургічних хвороб № 1 ПВНЗ

«Київський медичний університет» упродовж 2006–2019 років знаходилось на лікуванні 314 пацієнтів з післяопераційною злуковою кишковою непрохідністю. Вік пацієнтів варіював від 20 до 70 років. З метою верифікації недуги проводилось комплексне обстеження та лікування, яке різнилося по групах дослідження. Основною відмінністю лікування в основній групі було використання власних технологій з розділення тканин – гідроструменевого скальпеля. Хворі розподілені на дві групи в залежності від часу шпиталізації та використання інноваційних технологій в лікуванні недуги: контрольна група 2006–2012 років – 163 (51,91 %), та досліджувана (основна) 2013–2019 років – 151 (48,09 %) пацієнт.

За результатами дослідження із 314 (100%) пацієнтів, чоловічої статі було 115 (36,62 %), а жіночої – 209 (63,38 %). Причинами виникнення спайкового процесу були: запальні недуги черевної порожнини (апендицит, дивертикул Меккеля) – 72 (29,92 %); перфорації порожнистих органів (перфоративна виразка шлунка та дванадцятипалої кишки) черевної порожнини – 53 (16,88 %); після травматичних ушкоджень органів (розрив селезінки та печінки) черевної порожнини – 27 (8,6 %); після операцій на органах гінекологічної та урологічної сфери, операцій на печінці та жовчовивідних шляхах, після онкологічних операцій на органах черевної порожнини та малого миска, а також після перенесених операцій з приводу гриж передньої черевної стінки – 162 (51,6 %).

В контрольній групі у 163 (51,91 %) хворого, з метою відновлення спайкової непрохідності використовували стандартні загальноприйняті методики: розділення спайок за допомогою ножиць, тупферів, електрокоагуляції (монополярна коагуляція) та тупого розділення спайки.

Основна група – 151 (48,09 %) пацієнт, серед яких чоловічої статі було 48 (37,79 %) та жіночої статі – 103 (68,21 %). При розділення спайкового процесу були використані наступні технології: 1. Біполярна коагуляція у 27 (17,88%). 2. Ультразвуковий скальпель (Harmonic) у 35 (23,18%). 3. Апарат для зварювання (LigaSure) у 32 (21,19%), 4. Гідроструменевий дисектор (Гідроскальпель) у 57 (37,75%).

З метою оцінки різних методів лікування оцінювали наступні показники: відновлення перистальтики (1), стаз по шлунковому зонду та його характер і кількість (2), виділення по дренажам з черевної

порожнини з врахуванням характеру та кількості (3), загальної (4) та локальної (температури передньої черевної стінки) (5), гематологічних показників (6) та відновлення спорожнення (7). Використана стандартна шкала балів від 0 до 5, де 0 негативний, або відсутність позитивного результату, а 5 відмінний. Результати оцінювали щоденно, однак загальні середні цифри на 3, 5, 7 день після операції. Вираховувались середні показники: 1–20 задовільні результати, 21–27 добрі результати та 28–35 відмінні. Встановлено наступні показники при розділенні тканин:

1. Біполярна коагуляція – 17,2±1,06; 22,1±0,85; 28,6±1,32.

2. Ультразвуковий скальпель Harmonic – 18,4±0,37; 24,3±1,42; 29,6±2,35.

3. Апарат LigaSure – 19,5±1,53; 23,2±2,31; 30,6±1,85.

4. Гідроструменевий дисектор – 22,2±0,89; 28,5±1,32, 34,7±0,12.

Упродовж 3-х років з 151 хворого повторно шпиталізовано з клінікою абдомінального болю 68 (%) пацієнтів, із яких у 28 (%) виникла потреба повторної операції. Встановлені методи розділення спайок на попередній операції: біполярна коагуляція у 12 , ультразвуковий скальпель Harmonic у 7, апарат LigaSure у 9. Повторні операції проведено 4 пацієнтам, які раніше перенесли операції з використанням гідроструменевого скальпеля – спайковий процес відсутній у місці проведення попередньої операції. Для встановлення статистично значущих відмінностей між певними групами хворих застосовували критерій Стьюдента. Достовірними вважали відмінності порівнюваних показників при ймовірності їх відсутності менше, ніж 0,05 ($p < 0,05$).

Висновки

Срумінь фізіологіччного розчину використана у апараті «Гідроструменевий скальпель» при розділенні тканин має наступні переваги: дозволяє прицезійно проводити розділення як однорідних, так і різних тканин – судини, нерви, сухожилки. Відсутність пошкодження судин – безкровне розділення тканини, а особливо при спайковій непрохідності без пошкодження серозної оболонки кишки. Простота в роботі апаратом – гідроструменевий скальпель. Близькі та відділені результати хірургічного відновлення прохідності з використанням гідроструменевого скальпеля, за для розділення спайок, свідчать про

більш раннє відновлення перистальтики, ентерального харчування, а як наслідок кращі показники життя цих пацієнтів і у близькому, і у віддаленому періоді.

Список використаних джерел

1. Невідкладна хірургія органів черевної порожнини (стандарти організації та професійно орієнтовані алгоритми надання медичної допомоги) / За ред. Фоміна ПД, Усенко ОЮ, Березницького ЯС. – К.: Бібліотека «Здоров'я України». 2018. – 354 с.

2. Патент України на корисну модель. «Спосіб розділення інтраабдомінальних спайок гідростуменевим скальпелем». Скиба, В.В., Рибальченко, В.Ф., Іванько, О.В., Лисиця, В.В., Дар Ясін Ахмед. Україна. UA146645 МПК (2021.01) A61B17/00 Публікація відомостей про державну реєстрацію 10.03.2021, Бюл. №10.

3. Радзиховский, А.П., Беляева, О.Ф., Колесников, Е.Б. Непроходимость кишечника: Руковод. для врачей. Под ред. Радзиховского А.П. – К.: Феникс. 2012. – 504 с.

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

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

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

УДК 621.646.4

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

КОМПЛЕКСНИЙ ВПЛИВ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ФАКТОРІВ АВІАЦІЙНИХ ГІДРОСИСТЕМ НА ЗНИЖЕННЯ В'ЯЗКОСТІ ЇХ РОБОЧИХ РІДИН

Нашими попередніми експериментами було з'ясовано, що основною причиною зниження в'язкості робочих рідин при експлуатації є вплив на них кавітації, яка є побічним явищем роботи багатьох гідроагрегатів [1,2]. Вона також може виникнути в ємностях, на які діють вібраційні навантаження [3].

Вивчення комплексного впливу експлуатаційних факторів на зниження в'язкості робочих рідин гідросистем розглядалось на прикладі двохфазної рідини АМГ-10. Аналіз результатів проведених експериментів дозволив виявити ті фактори, вплив яких на в'язкість рідини АМГ-10 найбільш суттєвий. До таких факторів відносяться:

- тиск $P_{вх}$ на вході в місцевий опір;
- число проходів рідини через місцевий опір;
- критичний відносний протитиск $P_{кр}$ місцевого опору.

Інтенсивність кавітаційної деструкції також залежить від режиму роботи гідросистем.

Нами був розглянутий комплексний вплив цих факторів на процес кавітаційного зниження в'язкості рідини АМГ-10, В результаті чого була отримана математична модель процесу кавітаційного зниження в'язкості. Геометрична інтерпретація математичної моделі дозволила охарактеризувати вплив кожного з наведених вище факторів. Порівняння кривих, отриманих при геометричній інтерпретації математичної моделі з однофакторними залежностями, підтвердило,

що була отримана адекватна математична модель процесу кавітаційного зниження в'язкості, яка може використовуватися для прогнозування значення параметру зниження в'язкості при різноманітних умовах.

Список використаних джерел

1. Bashta O., Romanenko V., Dzhuryk O. Acceleration of test on oil by applying cavitation // Proceedings of the National Aviation University, N 1(66), 2016.- 35-39 p.

2. Башта О.Т., Романенко В.Г., Сивашенко, Т.І. Методика кавітаційного випробування масел/ Тези доповідей // XVI Міжнародна науково-технічна конференція АС ПГП «Промислова гідравліка і пневматика» , 14-16 жовтня 2015 р., м. Суми: тези доп. – Вінниця: Глобус-Прес, 2015. – С. 50–51.

3. Башта Е.Т., Романенко В.Г., Джурик Е.В. Влияние вибрации на возникновение кавитации в жидкости, находящейся в статических условиях // Прикладна гідромеханіка, гідромашини і гідропневмоагрегати. – 2013. – №1(39). – С.48–50.

УДК 629.735.06:532

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

ВИЗНАЧЕННЯ КІЛЬКОСТІ НЕРОЗЧИНЕНОГО ПОВІТРЯ У РІДИНАХ ГІДРАВЛІЧНИХ СИСТЕМ

В робочих рідинах гідравлічних систем повітря може перебувати в розчиненому та нерозчиненому стані. Наявність розчиненого повітря обумовлена однією із фізичних властивостей рідин, а саме, їх здатністю розчиняти в собі повітря. Появі нерозчиненого повітря в гідравлічних системах може сприяти низка експлуатаційних факторів. Серед них найбільш типовими є виділення нерозчиненого повітря з розчиненого стану за певних умов перебігу рідини та підсмоктування його через функціональні елементи з недостатнім забезпеченням герметичності.

Нерозчинене повітря призводить до погіршення роботи гідравлічних систем [1] через зміни властивостей робочих рідин. Тому

метою представленої роботи є кількістна оцінка нерозчиненого повітря в потоках рідини на будь-яких ділянках гідросистеми з надддувом гідродробака повітрям.

Дослідження проводились за допомогою авіаційного плоскопаралельного електроємкісного датчика ДПЄ-5 та приладу для вимірювання імпедансу Е7-14. В якості робочої рідини використовувався авіаційний керосин РТ та гідравлічна рідина АМГ-10.

Упродовж експериментальних досліджень проводились вимірювання кількості нерозчиненого повітря у вхідних магістралях авіаційних аксіально-поршневих насосів (НП-43М, НП-72МВ, НП-89Д). При варіюванні довжини вхідного трубопроводу від 1,5 до 15 метрів ступінь двофазності рідини АМГ-10 змінювався в межах від 0 до 8,5 %. Таким чином, можна зробити висновок, що всмоктуючі лінії насосів мають бути якомога коротшими і прямішими.

Визначення кількісті нерозчиненого повітря також проводилось за кавітуючими дросельними пристроями у магістралях нагнітання. Найбільший степінь двофазності досягала до 5,8%.

У перехідних режимах при переведенні насоса з нульової подачі на роботу з навантаженням найбільший ступінь двофазності робочої рідини досягав до 8,5%.

Експериментальні дослідження засвідчили, що при варіюванні частоти валу насоса НП-43М від 10 с-1 до 38 с-1 ступінь двофазності рідини АМГ-10 змінювався у межах від 0 до 5,5 %. Можна зробити висновок, що збільшення частоти приводного валу насоса має обмеження, які обумовлені виникненням не тільки кавітації в насосі, але і утворенням нерозчиненого повітря у вхідному трубопроводі.

Наявність у всмоктуючій лінії насоса двофазного потоку робочої рідини призводить до збільшення пульсацій тиску у магістралі нагнітання [2]. Експериментальні дослідження підтвердили, що у вхідних магістралях насосів при досягненні кількості нерозчиненого повітря 0,8% пульсації тиску збільшуються майже вдвічі у порівнянні з їх значеннями, що відповідають стаціонарним режимам без наявності бульбашок повітря.

Таким чином, при певних умовах функціонування гідравлічних систем з надддувом гідродробака на їх будь-яких ділянках найбільший ступінь двофазності може досягати від 5,5% до 11,5%.

Список використаних джерел

1. Глазков, М.М. Кавитация в жидкостных системах воздушных судов: уч. 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 доп.// XX Міжнар. наук.-техн. конф. АСПГП «Промислова гідравліка і пневматика», Київ, 22–25 жовтня 2019 р.: тези доп. – Вінниця: ГЛОБУС-ПРЕС, 20019. – С. 82–84.

УДК 62-525

К.О. Бєліков, канд. техн. наук, доцент
О.П. Губарев, д-р техн. наук, професор
Національний технічний університет України
«Київський політехнічний інститут ім. Ігоря Сікорського»

ПРОГНОЗУВАННЯ ЧАСУ СПРАЦЮВАННЯ ПНЕВМАТИЧНОГО ЦИЛІНДРА

В мехатронних системах керування із застосуванням пневматичних приводів стає можливим скорочення часу виконання операцій за умов, що допускаються технологічним процесом, завдяки передчасної подачі сигналів керування на послідовно працюючі приводи системи (рисунок 1).

Такий метод передбачає необхідність визначення часу спрацювання попереднього приводу в ланцюжку для коректного розрахунку моменту подачі сигналу на наступний привод. Для реалізації можливості прогнозування часу переміщення поршня циліндра на визначену відстань, за часовими мітками появи сигналу керування на розподільнику та часом зникнення сигналу на датчику кінцевого положення, необхідно встановити залежності між геометричними параметрами циліндра, пневматичних ліній, тиску і навантаження.

Задачею дослідження є розробка програмного алгоритму керування пневмоприводом з дискретним програмним керуванням для розширення можливостей адаптивного керування мехатронними системами та взаємодії з моделлю напрацювання умовного рефлексу .

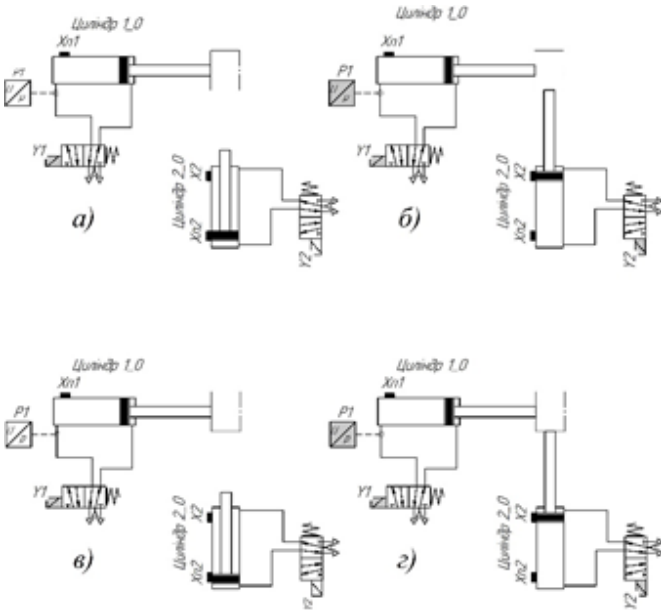


Рисунок 1 – Послідовність роботи пневматичних приводів в звичайному циклі (а – б) і в циклі з керуванням "на випередження" (в – г)

Рисунок 2 – Структура моделі в середовищі Simulink з використанням елементів бібліотеки SimScape

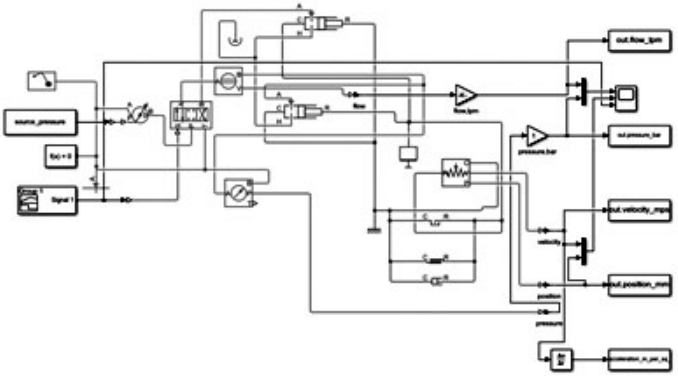


Рисунок 2 – Структура моделі в середовищі Simulink з використанням елементів бібліотеки SimScape

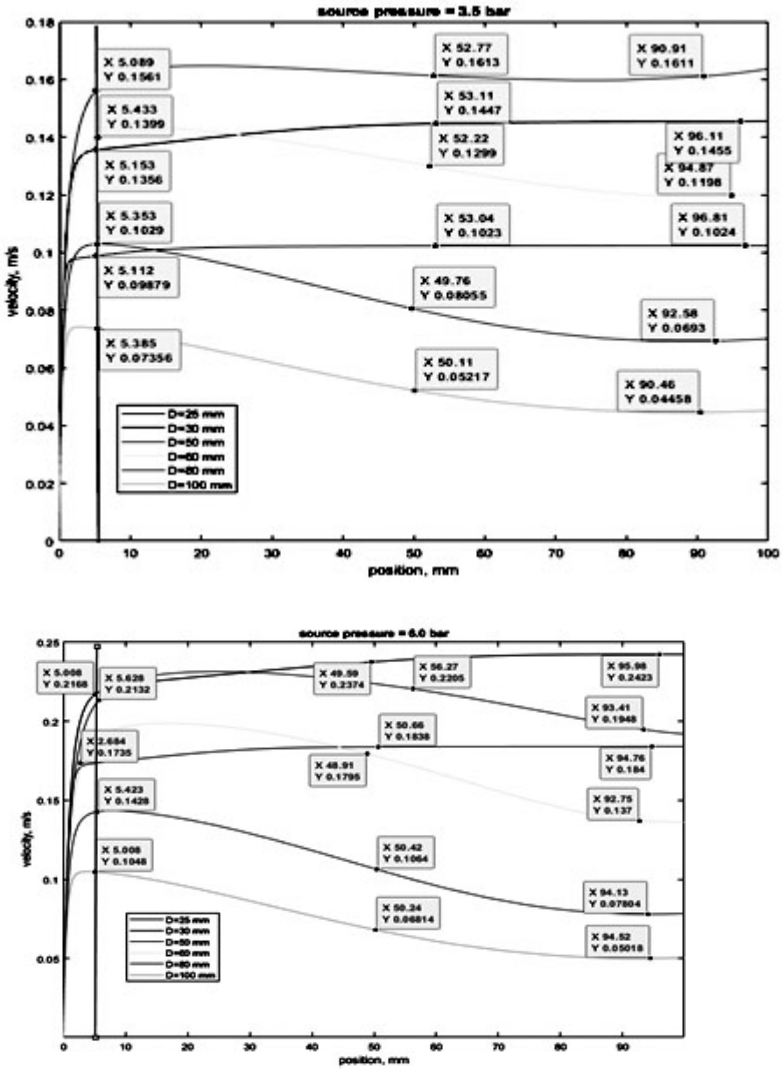


Рисунок 3 – Результати моделювання швидкості холостого ходу поршня при тисках 3.5 та 6 бар

Для попереднього аналізу даних, які можуть бути використані для прогнозування часу спрацювання і оцінки середньої швидкості по довжині ходу поршня, було побудовано модель пневмоциліндра в середовищі Simulink пакету MATLAB, з використанням бібліотеки SimScape (рисунок 2).

Модель відтворює процес роботи пневматичного циліндра, параметри якого задаються зовнішніми змінними, в режимі холостого ходу, з врахуванням сил інерції рухомих мас, опору сил тертя та підпору з боку лінії вихлопу (рисунок 3).

Діапазон діаметрів циліндрів, для яких було проведено моделювання: від 25 мм до 100 мм. Співвідношення площ поршневої і штокової порожнин = 1,33. Повний хід поршня для всіх типорозмірів прийнято рівним 100

мм. Діаметр пневматичних ліній ≈0,1D.

Отримані результати моделювання свідчать про можливість прогнозування часу досягнення поршнем кінцевого положення. Також результати вказують на різницю в нелінійності та характеристиках зміни швидкості відносно переміщення для деяких діаметрів

Список використаних джерел

1. T. Tolio, SPECIES Co-evolution of products, processes and production systems / T. Tolio, D. Ceglarek, H.A. ElMaraghy, A. Fischer, S.J. Hu, L. Laperrière, S.T. Newman, J. Váncza // CIRP Annals, Volume 59, Issue 2, 2010, Pages 672-693, ISSN 0007-8506.

2. Козлов, Л.Г. Застосування нейромережі для зменшення часу регулювання в мехатронній гідросистемі // Вісник Сумського державного університету. Сер.: Технічні науки. – 2013. – № 4. – С. 165–174.

3. Бєліков, К.О., Губарев, О.П. Адаптація керування в електропневматичних системах з дискретним програмним керуванням. Bulletin of the National Technical University “KhPI”. Series: Hydraulic machines and hydraulic units. Kharkiv: NTU «KhPI». 2020. No. 1 . P. 18–22.

4. Aleksandr P. Gubarev, Oksana S. Hanpantsurova, Konstantin A. Belikov, Konrad Gromaszek, Azat Turgunbekov, “Logic correctness of control algorithms for mechatronic discrete systems with parallel processes,” Proc. SPIE 11176, Photonics Applications in Astronomy, Communications, Industry, and High-Energy Physics Experiments 2019, 1117660 (6 November 2019); doi:

10.1117/12.2537074

УДК: 621.438.9

Г.А. Бондаренко, д-р техн. наук, професор,
А.О. Ященко
Сумський державний університет

ДОСЛІДЖЕННЯ ТА ПОДАЛЬША МОДЕРНІЗАЦІЯ ПНЕВМАТИЧНИХ ГАЛЬМІВНИХ СИСТЕМ МАНЕВРОВИХ ТЕПЛОВОЗІВ

Для потреб переміщення широко використовуються електровози та тепловози. На відміну від електричних – дизельні тепловози не мають генераторів, або їх потужність недостатня для живлення пневматичної гальмівної системи. В таких випадках на всіх моделях тепловозів для роботи головного компресору використовують дизельний привід, що зумовлює специфічні конструкції компресорного агрегата. Більше цього, усі ці конструкції мають низьку ефективність, велику габаритність, часті поломки, що призводять до подовження часу простою, та шкодять навколишньому середовищу.

У роботі на прикладі маневрового тепловозу ЧМЕ3, який широко використовується як в Україні, так і в балтійських країнах, для перетину колії 1520 і 1435 мм, були досліджені основні критичні вузли старої схеми та розроблено принципово нову схему з використанням гвинтового компресорного агрегата, на заміну старого поршневого, та використанням електромагнітного зчеплення.

Список використаних джерел

1. Бондаренко Г.А. Гвинтові повітряні компресорні станції. – Суми: Видавництво СумДУ, 2005. – 255 с.

2. Бондаренко Г.А., Жарков П.Є, Гвинтові компресори у системах забеспечання стиснутим повітрям. – Суми: Видавництво СумДУ, 2003. -134с.

УДК 62-525

О.П. Губарев, д-р техн. наук, професор,
О.В. Левченко, канд. техн. наук, доцент
І.А. Харченко, магістрант
Національний технічний університет України
«Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»

ОСОБЛИВОСТІ МОДЕЛЮВАННЯ РОБОТИ ГІДРАВЛІЧНИХ ПРИВОДІВ

Недостатньо висока енергетична ефективність сучасних систем об'ємного гідропривода [1–3] спричинена здебільшого не низькою ефективністю окремих гідравлічних апаратів, які входять до складу системи, а неефективною схемною реалізацією. Основною причиною цього є прагнення зменшити початкову вартість системи та не врахування величини витрат протягом експлуатаційного періоду гідравлічної системи. Навіть у спрощеному вигляді структури гідравлічної системи (рисунок 1), яка не враховує багатьох факторів, енергетична ефективність ледь перевищує 50%. Для реальних гідравлічних систем у залежності від реалізації та режимів роботи цей показник може становити менше 10% [4-5].

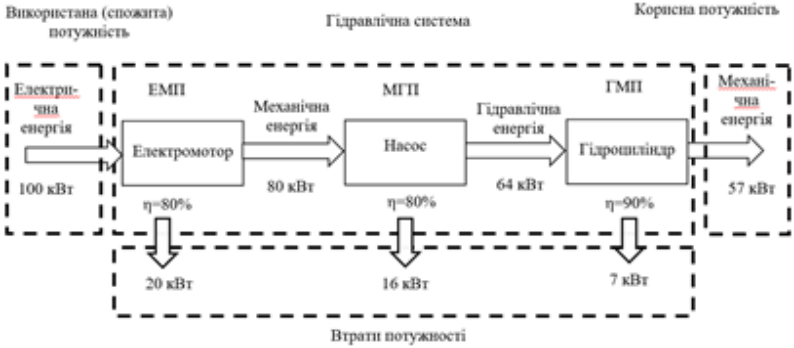


Рисунок 1 – Спрощена структура гідравлічної системи

Постійне зростання вартості енергоносіїв для промислових підприємств та значне їх кількісне обмеження змушує підприємства, при впровадженні нових гідравлічних систем та модернізації існуючих,

застосовувати більш енергетично ефективні схемні рішення. Водночас впровадження цих рішень вимагає додатково до класичних інженерних розрахунків застосовувати моделювання роботи гідравлічних систем з урахуванням багатьох виробничих факторів, таких як тривалість експлуатації вартість енергоносіїв, їх кількість, ступінь завантаженості системи протягом певного часу тощо.

Проєктування промислових систем гідропривода з орієнтацією тільки на енергетичну ефективність не є раціональним рішенням з точки зору реалізації та експлуатації, позаяк це призводить до значного зростання первинної вартості системи чи машини, так і витрат на її експлуатацію. Ці відмінності у вартості припадуть на зміни поточної продуктивності системи, з одного боку, і будуть розпорошені на витрати обслуговування в термін експлуатації системи, з іншого боку. Тобто, практично доцільним є визначення експлуатаційної ефективності системи, яка би являла собою компромісне рішення між рівнем енергоспоживання, фінансовими затратами на створення та експлуатацію гідравлічної системи та її продуктивністю.

Значно ускладнює пошук або побудову раціонального технічного рішення той факт, що більшість практичних гідросистем мають велику кількість виконавчих пристроїв, які взаємодіють один з одним та оточуючим середовищем за асинхронними, розгалуженими та складними алгоритмами функціонування. Це ускладнює або робить неможливим часове узгодження енергетичних та продуктивних потоків та, як наслідок, формування енергетичного балансу.

Таким чином, пропонується визначення експлуатаційної ефективності гідравлічної системи, яка б враховувала енергетичну, виробничу та економічну ефективність, тобто не лише витрату енергоносіїв, а й вартість (приведену до енергоспоживання) обладнання, вартість продукції, вартість експлуатації, обслуговування, ремонтів та інших експлуатаційних факторів роботи гідравлічної системи за характерний термін, визначені режими і і їх розподіл за часом експлуатації:

$$K_{ex} = T_{ex}^{-1} \sum_{i=1}^{n} y_i m_i \int_{T_{i1}}^{T_{i2}} \Phi\left(\sum_{k} \{E\{OБ\}_j, K_{ij}(t)\}, P_k, P_{ex}\}\right) dt \qquad (1)$$

де K_{ex} – коефіцієнт експлуатаційної ефективності, T_{ex} – характерний термін, n – кількість режимів експлуатації, y_i – логічна умова i-го

режиму, m_i – приведена продукція *i*-го режиму, (T_{il}, T_{if}) – інтервал *i*-го режиму, Е {ОБ} – енергоспоживання операційного блоку, $К_{Ej}$– коефіцієнт впливу зношення обладнання, P_k – приведена вартість обладнання, P_{ex} – приведена вартість обслуговування.

Вирішення цієї задачі є актуальним не стільки для оцінки ефективності систем що є в експлуатації, а насамперед для розробників нових автоматизованих об'єктів із заданими показниками експлуатаційної ефективності.

На першому етапі, для визначення експлуатаційної ефективності, запропоновано і розроблено узагальнену структуру системи, яку покладено в основу розрахункової моделі системи. Вихідними даними моделювання мають бути показники, функції та взаємозв'язки, які визначають ефективність системи в експлуатації, а саме:

- склад системи;
- структура експлуатаційного процесу;
- часові, енергетичні, продуктивні, деструктивні показники;
- режими експлуатації;
- тривалість (технологічного циклу, зміни, терміну експлуатації);
- технологічні цикли;
- вартість обладнання;
- періодичність, вартість і терміни обслуговування;
- продуктивність (за видами продукції та режимами).

Для моделювання виконавчої частини буде розроблено узагальнену загальну структуру гідравлічної системи відповідно до врахування перелічених факторів.

Список використаних джерел

1. Ölhydraulik, Handbuch der hydraulischen Antriebe und Steuerungen, Dietmar Findeisen, Siegfried Helduser, 6. Auflage, ©Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2015, DOI 10.1007/978-3-642-54909-0

2. Synthesis of discrete drives control systems, M. Cherkashenko, Hydraulic machines and hydrounits 1322 (46), 4-9

3. Leonid G. Kozlov , Volodymyr V. Bogachuk, Victor V. Bilichenko, Artem O. Tovkach, and etc. Determining of the optimal parameters for a mechatronic hydraulic drive, Proc. SPIE 10808, Photonics Applications in Astronomy, Communications, Industry, and High-Energy Physics Experi-

ments 2018, 1080861 (1 October 2018); doi: 10.1117/12.2501528; https://doi.org/10.1117/12.2501528

4. Прикладна програма моделювання енергетичної ефективності систем промислового гідропривода / О.В. Левченко, О.П. Губарев // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Х. : НТУ «ХПІ», 2019. – № 2. – С. 43–51 . – Бібліогр.: 4 назв. – ISSN 2411-3441. DOI: https://doi.org/10.20998/2411-3441.2019.2.05

5. Функціональна структура системи гідропривода при моделюванні його експлуатаційних режимів / О.В. Левченко, О.П. Губарев // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Х. : НТУ «ХПІ», 2019. – № 1. – С. 59–65 . – Бібліогр.: 4 назв. – ISSN 2411-3441.

УДК 004.942:623.565:623.451.2

О.С. Ганпанцурова, канд. техн. наук, доцент
С. Ю. Космина, асистент
Національний технічний університет України
«Київський політехніч-ний інститут ім. Ігоря Сікорського»

ОБГРУНТУВАННЯ ПРИНЦИПУ ДІЇ ГІДРОПРИВОДА З ПРУЖНО-ГІДРАВЛІЧНИМ ДОЗУВАННЯМ РІДИНИ

Питання точності позиціонування механізмів і робочих органів машин і обладнання, в питаннях забезпечення ефективності технологічних процесів, завжди буде мати актуальність.

В промисловому гідроприводі використовують декілька способів позиціонування вихідної ланки гідропривода, кожен з яких має свої переваги, недоліки та особливості. Внаслідок цього, у залежності від вимог до режимів та умов експлуатації, конкурують питання функціональної, ергономічної та економічної доцільності при проєктуванні систем гідропривода [1].

Для забезпечення певної точності позиціонування, простоти конструкції та невеликої вартості, пропонується використати пружно-гідравлічне дозування рідини в поєднанні з дискретним керуванням для позиціонування вихідної ланки гідропривода. Відповідно, використовуючи таке поєднання, система матиме режим

швидкого переміщення з контролем окремих позицій, а також режим позиціонування дозуванням неподалік контрольованих положень [1-2].

Запропоноване рішення базується на пружно-гідравлічних характеристиках рідини. Рідинам властиво те, що вони майже не опираються деформаціям зсуву і тому мають властивість змінювати свою форму під дією невеликих зусиль. Водночас для зміни об'єму рідини необхідна суттєва дія зовнішніх сил. Зміна об'єму, що зумовлена зовнішнім впливом, спричиняє появу пружних сил, що врівноважують дію зовнішніх зусиль. В запропонованій схемі використано властивість рідин зберігати об'єм практично незмінним та незначно і контрольовано змінювати його при суттєвій зміні тиску [1–6].

Пружно-гідравлічні властивості рідин характеризуються ступенем стисливості [4–6].

Пропонується використання гідропривода з пружно-гідравлічним дозуванням рідини під дією надлишкового тиску. Принцип роботи гідропривода побудовано на властивості стиснення рідини під дією надлишкового тиску та подальшому збільшенні об'єму при вивільненні від впливу тиску. В приводі знаходиться дозуюча камера, що має постійний об'єм. До камери під тиском подається рідина, густина якої зростає протягом певного часу, а потім запирається у камері клапаном. Наступним кроком відбувається відкриття каналу, що веде від камери до порожнини гідроциліндра. Рідина вивільняється від надлишкового тиску і збільшує об'єм на величину, що визначають пружні властивості. Вивільнена порція рідини потрапляє до порожнини циліндра та переміщує поршень на відповідно об'єму відстань [4].

Пропонується гідропривод з пружно-деформованим дозуванням подачі рідини з використанням, в якості камери для пружної деформації рідини, ланки трубопроводу, на напірній та/або зливній лініях. Ланка розташована в лінії, що з'єднує розподільчий клапан з гідравлічним циліндром (рисунок 1) [4–6].

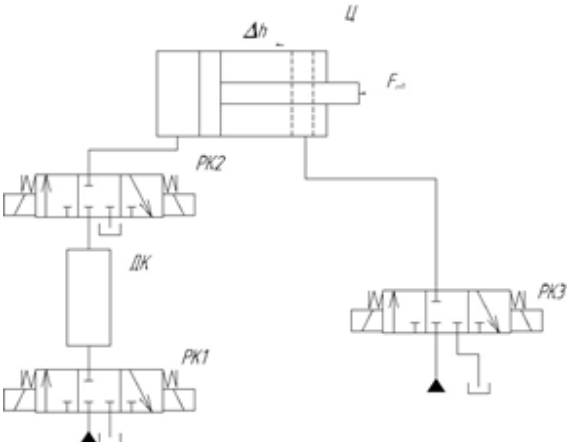


Рисунок 1 – Принципова схема підключення дозуючої камери при висуванні штоку: Ц – циліндр, РК1, РК2, РК3 – розподільники, ДК – дозуюча камера

Для реалізації запропонованої системи, до поршневої порожнини циліндра підключено дозуючу камеру (рисунок 1). Разом з клапанами РК1 і РК2 камера дозволяє формувати і подавати до циліндра порції рідини. Надходження кожної порції забезпечує один крок переміщення вихідної ланки гідропривода.

Розподільник РК1 забезпечує надходження рідини під надлишковим тиском від насосної станції до дозуючої камери. Розподільник РК2 надає можливість розширення рідини в дозуючій камері і потрапляння надлишку до порожнини циліндра. Розподільчий клапан РК3 необхідний для повернення гідроциліндра в початкове положення та для зливу рідини зі штокової порожнини [4-6]. Для дозування рідини при зворотному русі до лінії клапану РК3 додається аналогічна камера і клапан випуску рідини до циліндра.

Запропонований принцип дії гідропривода спирається на кероване збільшення маси рідини в дозуючій камері під надлишковим тиском і вивільнення доданої маси при з'єднанні камери з порожниною циліндра. При цьому, накопичення доданої маси рідини в камері дозатора залежить від максимального тиску в системі, тиску в порожнині циліндра, об'єму дозатора і стисливості рідини. Витрата

рідини, що надходить до циліндра, визначається кількістю імпульсів дозатора в одиницю часу та доданою масою рідини в дозаторі за один імпульс. Обов'язковою умовою реалізації запропонованого приводу є теоретичне визначення об'єму однієї порції рідини з врахуванням геометричних і експлуатаційних характеристик приводу та визначення мінімального часу, необхідного для формування однієї порції рідини. Питання герметичності клапанів дозатора та деформації камери дозатора при зміні тиску мають бути враховані при розрахунку кроку переміщення вихідної ланки привода.

Список використаних джерел

1. Позиціонування гідропривода методом пружно-гідравлічного дозування / С. Ю. Космина, О. С. Ганпанцурова, О. П. Губарев // Тези доповідей конференції «Іновації молоді – машинобудуванню». – 2020.

2. Мехатронний модуль з пружно-гідравлічним дозуванням рідини / С.Ю. Космина, О.С. Ганпанцурова, О.П. Губарев // Збірка праць «Іновації молоді – машинобудуванню». – 2021. – №3. – С. 301–312.

3. Позиціонування гідропривода шляхом дозованої подачі рідини / Н.С. Д'яконова, А.Ю. Космина, О.С. Ганпанцурова, О.П. Губарев. // Тези доповідей конференції «Іновації молоді – машинобудуванню».– Київ. – 2017.

4. Гідравлячний привод з пружно-гідравлічним дозатором / Н.С. Д'яконова, А.Ю. Космина, О.С. Ганпанцурова, О.П. Губарев // Тези доповідей конференції «Гідроаеромеханіка в інженерній практиці». – Черкаси. – 2017.

5. Гідропривод з пружно-гідравлічним дозуванням рідини / О. П. Губарев, О. С. Ганпанцурова, Н. С. Д'яконова, А.Ю. Космина // Вісник НТУ «ХПІ». – 2018. – №23. – С. 25–33.

6. The actuator based on the elastic fluid dosing / Oksana Hanpantsurova, Oleksandr Gubarev, Konstantin Belikov // Journal of Technical University of Gabrovo. – 2018. – №57. – С. 43–46

УДК 62-525

О.В. Левченко, канд. техн. наук, доцент
Національний технічний університет України
«Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»

ОСОБЛИВОСТІ ВИЗНАЧЕННЯ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ ГІДРОПРИВОДА З УРАХУВАННЯМ ЛОГІКИ РОБОТИ СИСТЕМИ

Дослідження промислових гідравлічних систем показало, що більшість з них мають доволі складні робочі цикли з великою кількістю виконавчих пристроїв (20-100) та з доволі складними алгоритмами функціонування [1-3]. Дуже часто такі системи можуть мати паралельну структуру, яка являє собою певні логічні розгалуження робочого циклу на паралельні гілки виконання послідовності експлуатаційних операцій, які спрацьовують одночасно (рисунок 1).

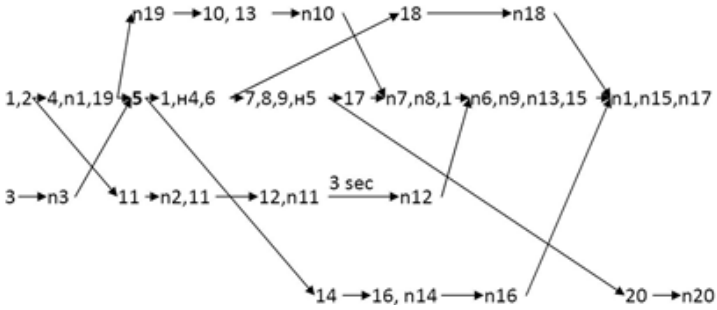


Рисунок 1 – Приклад робочого циклу гідравлічної системи

Наявність паралельних гілок призводить до значного ускладнення визначення рівня енергоспоживання системи за рахунок того, що кожна гілка складається з приводів, які мають різну потужність та приводів однакової потужності, але які працюють на різних витратах та тисках. Додаткове ускладнення виникає за рахунок різної кількості та тривалості тактів у кожній гілці робочого циклу. Таким чином визначення енергетичної ефективності таких систем є досить складною технічною задачею.

Взагалі ефективність – це відношення корисного ефекту (результату) до витрат на його отримання. Ефективність гідравлічної системи, так само як і ефективність будь-якої іншої системи чи окремого апарата, може визначатись у залежності від обраних критеріїв оцінювання ефективності. Для технічних систем, до яких відносяться і гідравлічні системи, прийнято розглядати питання ефективності з точки зору рівня енергетичного споживання, тобто задача зводиться до визначення енергетичної ефективності [4].

При розрахунку енергетичної ефективності постає питання отримання максимально точних значень корисної роботи та рівня енергоспоживання гідравлічної системи. Корисна робота системи може бути визначена через експлуатаційні характеристики виконавчих пристроїв з урахуванням особливостей пов'язаних з паралельною структурою системи. Затрачена енергія може бути розрахована по експлуатаційним характеристикам насосної станції з аналогічним врахуванням спільної роботи і взаємного впливу для систем з кількістю гідравлічних насосів 2 і більше. Тобто розрахунок енергетичної ефективності має бути зведений до моделювання окремо виконавчої частини гідравлічної системи і моделювання роботи насосної станції з подальшим їх порівнянням. Проте, енергетична ефективність системи на даному етапі розвитку техніки не є визначальною з точки зору економіки роботи підприємств, які використовують гідравлічні системи у виробничому процесі, тобто не враховується велика кількість таких факторів і показників системи, як наприклад, економічні, технологічні, технічні тощо, які значною мірою впливають на ефективність гідравлічної системи в цілому.

Волночас пропонується і є актуальним визначення енергетичної ефективності гідравлічної системи, яка б враховувала не тільки рівень енергоспоживання, а й економічну ефективність, тобто не лише витрату енергоносіїв, а й вартість обладнання, вартість експлуатації, обслуговування, ремонтів та інших експлуатаційних факторів роботи гідравлічної системи. Це необхідно, тому що урахування лише рівня енергоспоживання системи без урахування вартості обладнання і витрат на експлуатацію може призвести до створення системи, сумарна вартість обладнання та її експлуатації не окуплять себе навіть за максимально можливий термін експлуатації. Тобто для порівняння

між собою варіантів різних систем повинен бути запропонований критерій енергоефективності, за допомогою якого було би можливо прогнозувати ефективність систем на конкретний проміжок часу.

Таким чином, в якості критерію ефективності пропонується деякий кількісний показник, що застосовується для оцінки і порівняння варіантів реалізації гідравлічної багатопривідної системи з урахуванням логіки паралельної структури.

В техніці використовується чимала кількість показників визначення ефективності системи. Розрізняють показники якості функціонування і вихідний ефект системи. Показники якості функціонування дають точкову оцінку, а вихідний ефект – інтервальну оцінку процесу функціонування системи.

В загальному випадку запропонований показник ефективності буде вказувати на здатність системою чи машиною виконувати технологічні чи експлуатаційні задачі при необхідності економії енергетичних, матеріальних, сировинних, трудових, екологічних ресурсів в порівнянні з вже існуючими гідравлічними системами.

Список використаних джерел

1. Яхно, О.М. Повышение эффективности использования энергии в гидравлических механизмах сельскохозяйственных машин / О.М. Яхно, С.И. Пастушенко // Всеукраїнський науково-технічний журнал "Промислова гідравліка і пневматика". – 2004. – Вип. 3. – С. 92–98.

2. Левченко, О.В. Підвищення ефективності роботи систем гідроприводів циклічної дії / О.В. Левченко // В кн.: Вісник Національного технічного університету України «КПІ». Серія машинобудування. – 2012. – Вип. 65. – С. 125–130.

3. Левченко, О.В. Особливості оцінки ефективності багатопривідної гідравлічної системи / О.В. Левченко // Наукові праці ДНТУ. Серія: Гірничо-електромеханічна. – 2012. – Вип. 2(24). – С. 142–149.

4. Ebel F., von Terzi M. Festo Didactic. Mechatronics.: Festo Didactic GmbH&Co., D73770 Denkendorf, 2000. –108 S.

УДК 62-546.7

С.В. Сапожніков, канд. техн. наук, доцент,
Ю.С. Гребеник
Сумський державний університет

ЕНЕРГОЗБЕРЕЖЕННЯ В НАСОСНИХ СИСТЕМАХ

Енергія – необхідна складова для будь-якого процесу перекачування, що завжди споживається працюючим насосом.

Споживана потужність насоса прямопропорційна продуктивності насоса (Q у $м^3$/год) і перепаду тиску (Δ р у Па), але обернено пропорційна показникам ефективності насоса.

Отже, перше, на що слід звернути увагу, прагнучі забезпечити низьке енергоспоживання насосних систем в робочому стані, це зменшення продуктивності насоса та перепаду тиску. Крім того, для енергоефективного насосного агрегата (тобто комбінації насоса та привода) потрібна висока ефективність не лише насоса, а й трансмісії (гнучка передача, пасова передача, гнучка муфта тощо) та двигуна.

Як правило, потужність насоса, яка є занадто високою або занадто низькою, призведе до небажаних додаткових втрат енергії.

Кожний тип відцентрового насоса має характеристику, за якою ефективність поступово зростає зі збільшенням продуктивності, доки не буде досягнуто певного максимуму. Якщо потік збільшується та перетинає точку максимума, коефіцієнт ефективності знову починає зменшуватися. Таким чином, існує робоча точка максимальної ефективності, при якій втрати насоса є найменшими. Це оптимальна робоча точка, яка часто позначається η_{max} або $ККД_{макс}$.

Для економії енергії найкращий насос – це такий, який може досягти необхідної комбінації продуктивності та диференціального напору.

Існує також додаткова проблема, з якою часто стикаються, окрім зниження коефіцієнта корисної дії при зміні продуктивності насоса. Різниця тиску в усіх контурах разом є постійною, тому вхідний потік не розділятиметься залежно від співвідношення опору потоку в контурах, при цьому більша частина потоку йде по шляхом найменшого опору, проте зазвичай це буде більше, ніж потрібно. Крім того, швидкість

потоку в іншому контурі, як правило, також буде нижчою, ніж передбачається. Після відновлення процесу в цьому контурі з меншим опором буде введено додатковий опір, щоб збалансувати розподіл потоку. Для цього зазвичай використовуються регулювальні клапани. Це простий і часто використовуваний підхід, але слід усвідомлювати, що додатковий опір буде постійно витрачати додаткову енергію.

Проблему додаткової втрати енергії можна вирішити через балансування потоків. Диференціальний напір головного насоса в основному розраховується для контуру з найменшим опором потоку. Оскільки насос не в змозі створювати достатній тиск для циркуляції в контурі з найвищим опором потоку, до цього контуру було додано додатковий напірний насос, щоб підвищити тиск до необхідного рівня. Хоча це означає використання додаткового насоса, це гарантує відсутність непотрібних втрат енергії для балансування потоків.

Якщо система має бути сконструйована в енергозберігаючий спосіб, в першу чергу необхідно забезпечити якомога вищий ККД насоса, приводу тощо. Крім того, важливо уникнути непотрібних втрат енергії за допомогою балансувальних клапанів або отворів. Тому часто доцільно встановити більше насосів, навіть якщо це не є звичайною практикою. З ретельної та точної оцінки різних типів конструкцій стане очевидним, який тип рішення може забезпечити найкращий результат з точки зору енергоефективності.

Традиційні способи регулювання насосних установок полягають у дроселюванні у напірних лініях насосів і зміні загальної кількості працюючих агрегатів по одному з технологічних параметрів – тиску на колекторі в точці водопровідної мережі, рівню рідини в приймальному чи регулювальному резервуарі й таке інше. Ці способи регулювання практично не враховують витрати на транспорт рідини. При такому регулюванні від 5 до 15 %, а в окремих випадках до 25-30 % споживаної електроенергії витрачається нераціонально.

Зниження витрати електроенергії для насосних систем можна досягти такими способами: підвищити ККД передачі, а ще краще обійтися взагалі без передачі, встановивши робоче колесо насоса безпосередньо на валу двигуна; підвищити ККД насоса шляхом використання нових матеріалів для ущільнень, досконалим балансуванням робочих коліс, більш якісних ремонтів, заміни

морально застарілих насосів новими типами насосів із високим ККД; підвищити ККД двигуна шляхом заміни двигуна на більш економічний, а також шляхом зміни параметрів живлячої напруги (підвищуючи cos φ, змінюючи напругу); зменшити втрати напору в трубопроводах, які збільшуються при відкладеннях накипу на стінках труб, при несправних засувках, при поганому стані та засміченні всмоктувальних пристроїв і таке інше; раціонально регулювати роботу насоса, шляхом переходу від регулювання засувкою до регулювання зміною швидкості обертання валу двигуна або шляхом зміни числа працюючих насосів.

Згідно теорії рішення винахідницьких задач насосні системи треба розглядати разом з їх підсистемами та надсистемами, а також з урахуванням минулого і майбутнього цих систем. При цьому підсистем і надсистем може існувати декілька. Це так зване «багатоекранне» мислення.

Згідно цієї теорії, що підтверджується статистичними даними в системі – насос і та його підсистемах (кронштейн, робоче колесо, гідравлічний тракт, ущільнення, вал і таке інше) можна досягти економії 3–5 %. А для надсистем: насосний агрегат до 10 %, насосна система економить до 60 %.

Список використаних джерел

1. Процеси та апарати природоохоронних технологій : підручник: у 2 т. / Л. Д. Пляцук, Р. А. Васькін, В. П. Шапорев та ін. – Суми : Сумський державний університет, 2017. – Т. 1. – 435 с.

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

3. Севостьянов, І. В. Теорія технічних систем: підручник / І.В. Севостьянов. – Вінниця: ВНТУ, 2014. – 181 с.

УДК 62.522.2

Г.О. Ситнюк,
О.П. Губарєв, д-р техн. наук, професор
Національний технічний університет України
«Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»

ГІДРАВЛІЧНА СИСТЕМА ЗАМКНЕНОГО ТИПУ ДЛЯ ШТУЧНОГО РЕАБІЛІТАЦІЙНОГО СЕРЦЯ

Для людей із хворим серцем виникає необхідність підтримки життєдіяльності шляхом підключення штучного реабілітаційного серця – спеціальної мембранної камери зі зворотніми клапанами [1]. Для керування такими камерами необхідна спеціальна система.

Спроєктовано та розроблено систему, що приводитиме у рух штучне реабілітаційне серце – мембранну камеру або іншу частину гідравлічної системи, наприклад, частину системи кровообігу людини. На рисунку 1 зображено схему електрогідравлічну принципову системи замкненого типу для штучного реабілітаційного серця.

Рідина з буферної камери БК через клапан розподільчий *Р* та фільтр *Ф* прокачується насососм *Н* гідравлічним, який приводиться у рух електромотором M_2. Від насоса *Н* рідина йде до клапану розподільчого Р, від якого йде через клапан редукційний КР та датчик витрати ДВ до мембранної камери M_K. Іде процес наповнення камери M_K.

За допомогою електромотору M_2 клапан розподільчий *Р* пермикається. Тепер рідина йде від мембранної камери M_K. через датчик витрати ДВ та клапн редукційний КР до клапану розподільчого Р. Потім через фільтр Ф потрапляє на вхід насоса *Н* та прокачується до клапану розподільчого *Р*, звідки йде до буферної камери БК. Іде процес спорожнення камери *МК*.

Датчики тиску ДТ1 та ДТ2 зчитують показники тиску у мембранній камері МК та у напірній лінії насоса Н відповідно. Датчик витрати ДВ зчитує показники витрати, необхідної для заданого режиму роботи мембранної камери МК. Зчитані дані потрапляють на контролер, який керує режимами роботи системи, узгоджуючи роботу електромоторів М1 та М2, і відкриває клапани тиску КР і КТ при перевищенні заданих значень тиску.

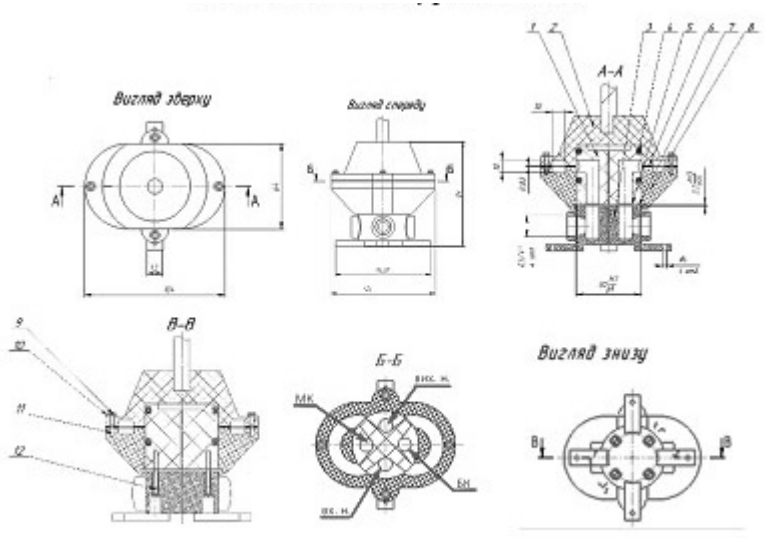


Рисунок 1 – Схема електрогідравлічна принципова системи замкненого типу для штучного реабілітаційного серця у різних тактах: а) накачування мембранної камери; б) спорожнення мембранної камери; Б – бак; БК – буферна камера; ДВ – датчик витрати електронний; ДТ1, ДТ2 – датчики тиску електронні, КР – клапан редукційний; Кр – кран; КТ – клапан тиску запобіжний; М1, М2 – мотор електричний; МК – мембранна камера; Н – насос гідравлічний; Р – клапан розподільчий; Ф – фільтр.

При перевищенні тиску у мембранній камері МК спрацьовує клапан редукційний КР, який перекриваючи потік рідини до камери МК зливає надлишкову рідину з камери МК до баку Б. Для подальшого потрапляння рідини з баку Б у систему можна відкрити спеціальний зливний кран Кр або, якщо такої потреби немає, то можна дочекатися, коли рідина у баці досягне заданного значення, та потрапить до системи через спеціальну систему автоматичного зливу, передбачену в баці.

При перевищенні тиску у напірній лінії насоса Н відкривається запобіжний клапан тиску КТ. Через нього рідина потраплятиме до буферної камери БК.

Зміну тактів забезпечує клапан розподільчий Р. На схемі його зображено подібно до аксіально-плунжерної гідромашини з

похилою шайбою. За один її півоберт відбувається переключення «розподільників». Таке схематичне зображення клапану розподільчого Р дає повне розуміння принципу його роботи: вал постійно обертається в одному напрямку, і за один оберт відбувається повний цикл переключення каналів. На рисунку 2 зображено основні вигляди клапану розподільчого.

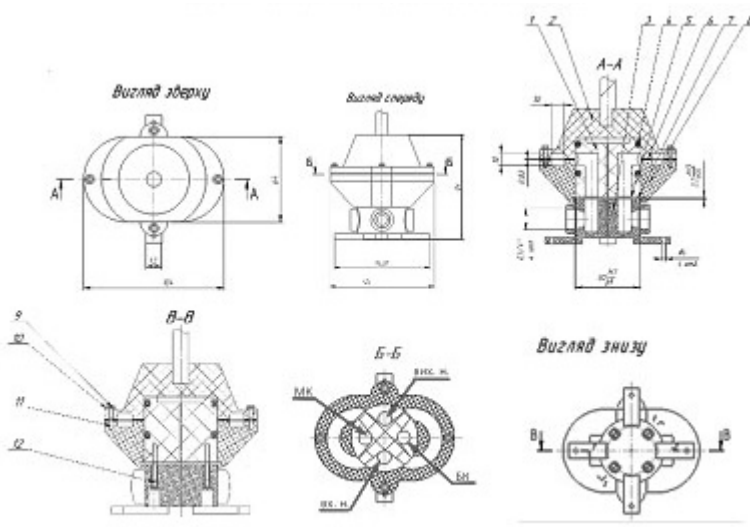


Рисунок 2 – Основні вигляди клапану розподільчого. Тут: вих.н. – вихід насоса; БК – буферна камера; вх.н. – вхід насоса; МК – мембранна камера

Зміну тактів забезпечує клапан розподільчий Р. На схемі його зображено подібно до аксіально-плунжерної гідромашини з похилою шайбою. За один її півоберт відбувається переключення «розподільників». Таке схематичне зображення клапану розподільчого Р дає повне розуміння принципу його роботи: вал постійно обертається в одному напрямку, і за один оберт відбувається повний цикл переключення каналів. На рисунку 2 зображено основні вигляди клапану розподільчого.

Клапан розподільчий влаштовано таким чином, щоб максимально знизити небажані коливання при перемиканні каналів і максимально

знизити рівень шуму системи. Тобто передбачено постійний обертовий рух без будь-яких зворотньо-поступальних переключень, кулачкових механізмів і так далі.

Серцевина 1 (рисунок 2, розріз А-А) залишається фіксованою. Елементом, що обертається, є корпус-ключ, який складається із верхньої 2 та нижньої 8 частин, поєднаних між собою кріпильними елементами 11 (розріз В-В). Він містить у собі канали, які при обертанні корпуса-ключа послідовною з'єднують між собою канали буферної камери, входу насоса, виходу насоса та мембранної камери. І, таким чином, забезпечується розподілення рідини до відповідних елементів системи.

Таким чином, спроєктовано систему, яка шляхом послідовного накачування і відсмоктування рідини забезпечує роботу штучного реабілітаційного серця – мембранної камери. Система працюватиме за мінімальних коливань у гідроапаратурі. Також слід зазначити, що дана система може бути пневматичною і працювати на енергії стиснутого повітря [2]. У подальшому необхідно передбачити шумову ізоляцію електромоторів і клапанів тиску.

Список використаних джерел

1. Пересадка сердца (история, техника, проблемы и перспективы), доктор мед. наук, сердечно-сосудистый хирург высшей категории, Лазаренко Олег Николаевич: https://www.webcardio.org/Data/Sites/1/lecture/54-lecture.pdf

2. Ситнюк, Г.О.& Губарев, О.П. (2021). Гідравлічна система штучного реабілітаційного серця. Матеріали науково-технічної конференції «Гідроаеромеханіка в інженерній практиці», (26), 334–336.

УДК 621.525.5

Г.О. Ситнюк,
О.П. Губарєв, д-р техн. наук, професор
Національний технічний університет України
«Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»

ПНЕВМАТИЧНА СИСТЕМА ЗАМКНЕНОГО ТИПУ ДЛЯ ШТУЧНОГО РЕАБІЛІТАЦІЙНОГО СЕРЦЯ

Необхідність забезпечення життєдіяльності людини із хворим серцем призводить до створення різного роду вентрикулярних допоміжних систем, тобто систем, які дозволяють підключати паралельно із серцем людини спеціальний пристрій – штучне реабілітаційне серце [1]. У якості останнього виступають спеціальні мембранні камери, робота яких полягає у перекачуванні крові шляхом послідовного їх наповнення і спорожнення [2].

Спроєктовано та розроблено пневматичну систему замкненого типу для штучного реабілітаційного серця, що приводитиме у рух штучне реабілітаційне серце або частину іншої системи, пневматичної або гідравлічної, наприклад, частину системи кровообігу людини. Реалізовано резервування у системі – наявна пневматична підсистема. Вона працюватиме на енергії стиснутого повітря у випадку відключення електричного живлення. На рисунку 1 зображено схему електропневматичну принципову системи замкненого типу для штучного реабілітаційного серця.

При роботі у звичайному режимі (спрацьований соленоїд Y2.1 та переключений розподільник Р2) система отримує живлення від електроенергії. Розподільник Р1 перемикається із заданою частотою. Тоді спрацьовують пневматичні циліндри ПЦ2 та ПЦ4, пересуваючи поршні циліндрів ПЦ1 та ПЦ3 через штоки. Останні два пневмоциліндра створюють коливання на робочому органі – мембранній камері МК, послідовно накачуючи та відкачуючи повітря.

У випадку відключення електроенергії розподільник Р3 перемикається у вихідне положення. Через це перемикається і розподільник Р2. Таким чином, тепер підключено пневматичну підсистему. Частота «пульсу» визначається частотою переключення

розподільника Р4, яка у свою чергу задається за допомогою реле часу РЧ1 та РЧ2. Висмоктування повітря з камери МК відбувається за допомогою ежектора Е. Система працюватиме у цьому режимі поки у ресивері не впаде тиск.

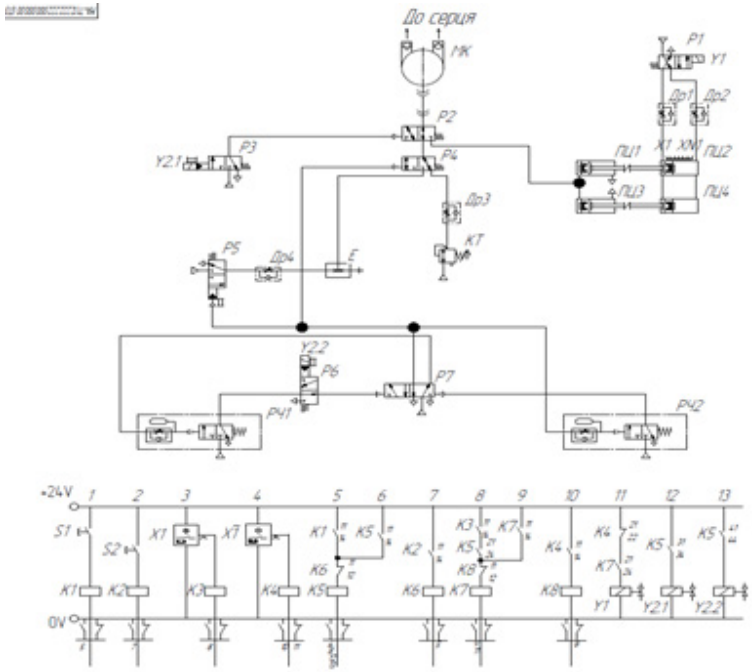


Рисунок 1 – Пневматична система замкненого типу для штучного реабілітаційного серця. Схема електропневматична принципова

Запуск відбувається шляхом натискання кнопки S1. При натисканні кнопки S2 робота зупиняється

Було проведено випробування системи, які показали, що при відключенні електроживлення вмикається пневматична підсистема, яка показала наступні результати. При використанні ресивера об'ємом у 25 л тиск знизився з 5,2 бар до 3 бар за 2 хв 50 с. «Пульс» мембранної камери при цьому за цей час уповільнився у 1,5 рази. При такому режимі система наповнювала рідиною ємність, що знаходилася на висоті 2,1 м над підлогою.

Таким чином, спроєктовано і випробувано систему, що забезпечує роботу мембранної камери – штучного реабілітаційного серця. Наявність резервної підсистеми підвищує надійність схеми. Складнощі, пов'язані із використанням стиснутого повітря, не дозволяють створити на основі цієї схеми ефективний мобільний пристрій для забезпечення життєдіяльності пацієнта. Але схему може бути використано для пристрою статичної системи підтримки життєдіяльності людини у лікарні або реабілітаційному центрі.

Список використаних джерел

1. Пересадка сердца (история, техника, проблемы и перспективы), доктор мед. наук, сердечно-сосудистый хирург высшей категории, Лазаренко Олег Николаевич: https://www.webcardio.org/Data/Sites/1/lecture/54-lecture.pdf

2. Application of a PExSim for modeling a POLVAD artificial heart and the human circulatory systemwith left ventricle assistance, Alicja Siewnicka, Bartlomiej Fajdek, Krzysztof Janiszowski, Pol J Med Phys Eng 2010;16(2):107-124.

УДК 681.523.4

Г.В. Солдаткін
О.П. Губарев, д-р техн. наук, професор
Національний технічний університет України
«Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»

СТЕНД ДЛЯ ВИЗНАЧЕННЯ ВПЛИВУ ТЕМПЕРАТУРИ РОБОЧОЇ РІДИНИ НА ВИТРАТНУ ХАРАКТЕРИСТИКУ ПРОПОРЦІЙНОГО КЛАПАНА ВИТРАТИ

У гідроприводі високу роль в точності позиціонування вихідної ланки грає регулююча апаратура, параметри і характеристики якої залежать від багатьох факторів. Припущено, що зміна температури робочої рідини може суттєво впливати на характеристики гідросистем з пропорційним керування. Метою даної роботи є розробка випробувального стенду для дослідження впливу температури робочої

рідини на витратну характеристику пропорційного клапана витрати.

Пропорційний клапан витрати використовується в гідравлічних системах для незалежного від тиску дистанційного керування швидкістю підключених гідроспоживачів [1]. Він регулює витрату споживача пропорційно управляючому електричному сигналу, що надходить від ПЛК. Запропоновано дослідити серійний клапан SEHD 3-3/50 FS-G 24-200 від виробника Hawe Hydraulik. Цей трьох-лінійний клапан витрати з пропорційним електромагнітним куруванням дозволяє регулювати витрату у діапазоні від 0,3 до 50 л/хв., працюючи у системах з максимальним робочим тиском до 315 бар [2].

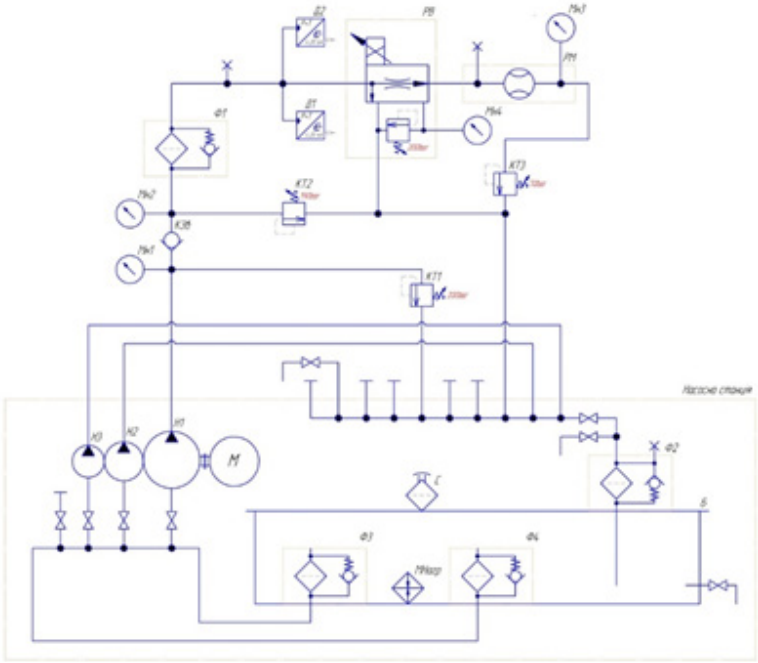


Рисунок 1– Принципова гідравлічна схема стенду

Для дослідження клапана запропоновано розробити стенд на базі існуючої насосної станції (рисунок 1), що містить трисекційний шестеренний насос Н1-Н3 з вихідною витратою 50, 28 та 14 л/хв, що приводиться в обертання трьохфазним електродвигуном М потужністю 22 кВт. Робоча рідина потрапляє до насосів через всмоктувальні

фільтри Ф3 та Ф4 з баку Б об'ємом 200 л, в якому встановлено маслонагрівач МНагр, сапун С і зливний фільтр Ф2. Для проведення випробувань клапана у всьому діапазоні витрати вистачить найбільшої секції насоса Н1, тому інші секції направлені на злив. На виході з насоса Н1 встановлено запобіжний КТ1 і зворотній КЗв клапана для захисту насосної станції. Клапаном тиску КТ2 задається тиск до клапана витрати РВ, а за ним встановлено переливний клапан тиску КТ3 для імітації навантаження вихідної ланки гідропривода. Враховуючи, що пропорційна апаратура має високі вимоги до чистоти робочої рідини, перед клапаном витрати встановлено нагнітальний фільтр Ф1.

Контроль параметрів системи здійснюється завдяки аналоговим датчикам тиску і температури рідини ДТ1 і ДТ2, а одразу за клапаном розташувався аналоговий витратомір РМ. Стенд обладнано манометрами Мн1-Мн4, а датчики під'єднані до діагностичного приладу. Апаратура контролю параметрів дозволяє знімати покази в усьому діапазоні температури, витрати і тиску роботи клапана.

В основу досліджень покладено в'язкісно-температурні характеристики гідравлічного мастила та температурний діапазон експлуатації клапана. В'язкість суттєво збільшується з пониженням температури і знижується в міру підвищення температури [3]. При дослідженні використана рідина HLP 46.

Дослідження впливу температури рідини на витратну характеристику клапану витрати проводиться в діапазоні температури робочої рідини від 15 до 50 °С. Керування клапаном витрати здійснюється за допомогою пропорційного підсилювача та потенціометра [4]. Проведення дослідження відбувається так: на пропорційний магніт клапана подається стабільний сигнал керування, також незмінним є налаштування клапанів тиску. За допомогою маслонагрівача проводиться нагрів рідини, що проходить через клапан. Під час нагрівання відбувається реєстрація температури рідини і значення витрати рідини через клапан. Проводиться три різних дослідження для різних значень керуючого сигналу. Результати досліду приведено на рисунку 2.

В результаті проведення досліду на розробленому стенді встановлено, що зміна температури робочої рідини впливає на витрату при стабільних значеннях керуючого сигналу, а саме – при збільшенні

температури рідини, витрата через клапан зменшується. Отримана експериментальна залежність показує, що відхилення витрати від встановленої може складати до 5% при зміні температури в діапазоні від 15 до 45 °С.

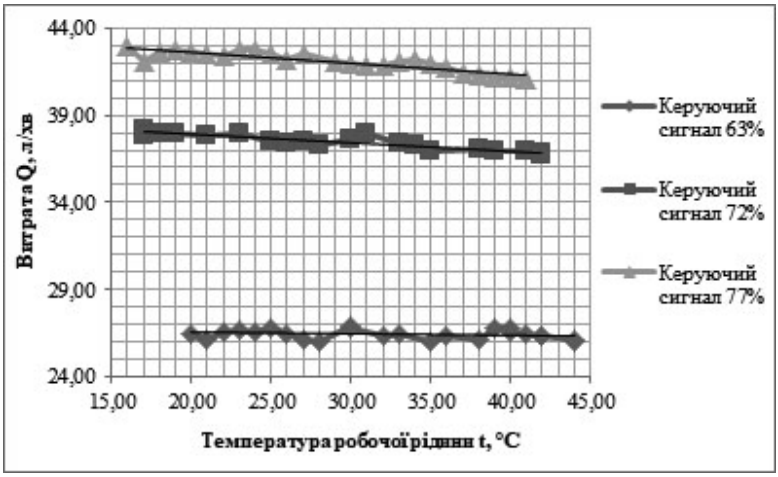


Рисунок 2 – Залежність витрати через клапан від температури робочої рідини при стабільних значеннях сигналу керування

За результатами досліджень планується розробка методу підвищення точності регулювання витрати шляхом врахуванням температури робочої рідини в алгоритмі керування клапаном від програмованого логічного контролера. Необхідний корегуючий доданок в алгоритмі керування може бути визначений шляхом використання отриманої експериментальної залежності витрати від температури рідини при стабільному значенні сигналу керування. Для реалізації запропонованого підходу в гідравлічну систему необхідно додати датчик температури і внести зміни в алгоритм керування. Такий метод термостабілізації клапана буде корисний у промисловості, де точність витрати рідини має важливе значення, а температура рідини не є стабільною. Запропонований метод модернізації гідравлічної системи буде значно дешевший, ніж метод, при якому в систему встановлюється витратомір, і налаштування клапана відбувається завдяки зворотнього зв'язку.

Список використаних джерел

1. Bosch Rexroth. Гидропривід. Основи і компоненти: навчальний курс по гідравлиці. T1.2003.322 с.

2. Proportional, solenoid actuated flow control valves type SE and SEH [Електронний ресурс]. – 1990. – Режим доступу до ресурсу: https://downloads.hawe.com/7/5/D75571-en.pdf.

3. Trofimov, V.A., O.M. Jahno, A.P. Gubarev, R.I. Solonin. Rabochie zhidkosti sistem gidroprivoda. K.: NTUU «KPI». 2009. Print.

4. Kozlov, L.H., S.M. Lozovs'kyy, S.L. Kozlov. "Hidropryvod z proportsiynym rehulyuvannyam shvydkosti paralel'no pidklyuchenykh hidrotsylindriv", Visnyk Khmel'nyts'koho natsional'noho universytetu, No. 3. 2010. 38-43. Print.

УДК 621

О.В. Хмара,
Л.К. Поліщук, д-р техн. наук, професор,
О.В. Піонткевич, канд. техн. наук
Вінницький національний технічний університет

АДАПТИВНА ГІДРОСИСТЕМА КОНВЕЄРА У РЕЖИМІ АВАРІЙНИХ ПЕРЕВАНТАЖЕНЬ

Стрічкові конвеєри з гідрофікованим обладнанням широко застосовуються в різних галузях економічної діяльності, зокрема в машинобудуванні, видобуванні корисних копалин чи в сільському господарстві тощо. Найбільш поширені конвеєри з нескінченною стрічкою, яка охоплює ведучий та хвостовий барабани. Вони можуть переміщувати різні вантажі будь-якого характеру вантажопотоків. Гідрофікація обладнання стрічкового конвеєра дозволяє убезпечити роботу вузлів конвеєра під час аварійних перевантажень (2–2,5 рази) за рахунок засобів гідроавтоматики [1, 2]. Однак, у випадку аварійного перевантаження стрічковий конвеєр зупиняється і потрібно проводити роботи із зменшення навантаження шляхом розвантаження та відновлення його роботи, що призводить до зменшення продуктивності.

Встановлення в гідросистемі потужніших нерегульованих гідронасосів з метою подолання короткотривалих аварійних

перевантажень, збільшить вартість гідросистеми та призведе до значних витрат потужності упродовж стабілізації заданої швидкості руху конвеєра. При використанні потужнішого регульованого гідронасоса забезпечується значна економія енергії протягом роботи конвеєра як з номінальним навантаженням, так і за дії аварійного перевантаження. Однак вартість такої системи буде більшою за вище зазначену гідросистему на базі нерегульованих гідронасосів, а термін окупності становитиме до 3 років.

Авторами запропоновано ефективну адаптивну гідросистему конвеєра із основним і додатковим гідромоторами у приводі, а також основним нерегульованим гідронасосом й додатковим, який за рахунок спрацьовування пристрою керування вмикається у гідросистему і спільно працює з основним гідронасосом в режимі аварійного перевантаження, чим досягається введення резервної потужності. Подано патент на схемне рішення такої адаптивної гідросистеми конвеєра.

Для визначення конструктивних параметрів елементів адаптивної гідросистеми конвеєра авторами складено її розрахункову схему, математичну модель та здійснено аналіз динамічних процесів. Максимальний тиск в адаптивній гідросистемі становить 20 МПа, номінальна робоча швидкість – 1,7 м/с, номінальне навантаження – 4,5 Нм, максимальне аварійне перевантаження – 10,5 Нм. Проведено також дослідження стійкості роботи адаптивної гідросистеми в різних режимах роботи. Розраховано вплив на стійкість роботи адаптивної гідросистеми конструктивних розмірів параметрів обладнання [3, 4, 5]. Отримано результати досліджень пристрою керування, які дозволяють провести оптимізацію параметрів за площею прохідних вікон каналів та дроселів, жорсткістю пружин клапанів першого та другого каскаду, а також співвідношенням характерних робочих об'ємів гідромоторів та гідронасосів. Забезпечено стабілізацію швидкості конвеєра до 8% та зменшення величини перерегулювання по тиску в гідросистемі під час спрацювання та закриття пристрою керування, яке при вмиканні додаткового гідромотора становить 15% та 25% [6].

Розроблена адаптивна гідросистема конвеєрі на базі додаткового (резервного) гідронасоса та пристрою керування, дозволяє зменшити енергетичні втрати за одну годину роботи з 4 перевантаженнями до

18% в порівнянні з системою керування на базі нерегульованих насосів без пристрою керування.

Список використаних джерел

1. Поліщук, Л.К. Гідрофікація транспортних засобів бурто-укладальних машин / Л.К. Поліщук, Р.Д. Іскович-Лотоцький, Р.П. Коцюбівський. – Вібрації в техніці і технологіях. Всеукраїнський науково-технічний журнал. – Вінниця: ВГАУ. №5 (26), 2002, 28 – 30.

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

3. Polishchuk L., Kharchenko Ye., Piontkevych O., Koval O.: The research of the dynamic processes of control system of hydraulic drive of belt conveyors with variable cargo flows. Eastern Eur. J. Enterp. Technol. 2(8(80)), 2016, 22–29.

4. Поліщук, Л.К. Аналіз впливу параметрів системи керування на динамічні процеси гідропривода стрічкового конвеєра / Л.К. Поліщук, О.В. Піонткевич, О.О. Коваль // Промислова гідравліка і пневматика – №. 2, 2016. – С. 37–47.

5. Polishchuk L. K., Kozlov L. G., Piontkevych O. V., Gromaszek K., Mussabekova A.: Study of the dynamic stability of the conveyor belt adaptive drive. Proc. of SPIE 10808, 10808, 2018, 1–10.

6. Polishchuk, L., Khmara , O., Piontkevych, O., Adler, O., Tungatarova , A. and Kozbakova, A. Dynamics of the conveyor speed stabilization system at variable loads. Informatyka, Automatyka, Pomiary w Gospodarce i Ochronie Środowiska. 12, 2 (Jun. 2022), 60-63. DOI: https://doi.org/10.35784/iapgos.2949.

УДК 621.436.03

М.С. Волянський, доцент
Національний університет біоресурсів і
природокористування України,
Ю.О. Борхаленко, канд. техн. наук
Державна установа Науково-методичний центр
вищої та фахової передвищої освіти,
О.В. Коновалюк, канд. техн. наук
Володимир-Волинський фаховий коледж,
О.Є. Ващишин, викладач-методист
Відокремлений структурний підрозділ
«Уманський фаховий коледж технологій та бізнесу
Уманського національного університету садівництва»

ВПЛИВ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ РЕЖИМІВ ГІДРОСИСТЕМИ ТРАКТОРА НА ВЕЛИЧИНУ ДІАГНОСТИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ

У машинобудуванні та упродовж експлуатації техніки широко використовують гідроприводи машин та механізмів. Це зумовлено їх надійністю, точністю, великим робочим ресурсом, відносно легким ремонтом та відновленням тощо.

Основними причинами погіршення роботи у гідроприводах машин та механізмів є корозія їх поверхонь, пошкодження контактних поверхонь абразивом, що спричинено складними умовами експлуатації у польових умовах [1].

Зовнішні пошкодження (спрацювання деталей та зовнішніх ущільнювальних елементів) можна легко визначити і своєчасно прийняти рішення про необхідність їх відновлення.

Внутрішні пошкодження неможливо дослідити візуально. Основним чинником, що свідчить про внутрішні пошкодження є збільшення величини щілин ущільнювальних елементів у механізмах гідроприводів машин [2].

У даному дослідженні пропонується вирішення завдання діагностики у гідроприводах машин та механізмів на внутрішні пошкодження.

Припускаючи, що протягом роботи трактора у його гідросистемі одночасно змінюється тільки витрата рідини через щілину перепускного клапана (Q) при певних тисках спрацювання запобіжного клапана, перепаді тисків на щілині перепускного клапана і температури робочої рідини маємо [3]:

$$A = K_1 + K_2 \cdot Q, \quad (1)$$

де A – амплітуда вібрації корпуса розподільника; K_1, K_2 – постійні коефіцієнти.

Попередні дослідження дозволили визначити вплив температури робочої рідини на величину діагностичного сигналу. Діапазон температур, при якому діагностичний сигнал має максимальну величину і найбільш стабільний, становить – 50–55°С.

За результатами обробки експериментальних даних методами математичної статистики були визначені параметри рівняння регресії, що описує вібраційний процес корпуса розподільника [4]. Упродовж проведення експериментів було використано матрицю ПФЕ типу 23. Значення факторів, що досліджувалися, наведені у таблиці 1.

Таблиця 1– Значення факторів для нижнього і верхнього рівнів

Фактори	Значення факторів за рівнем	
	верхній (+)	нижній (-)
X_1 – подача рідини, л/хв	45	19
X_2 – тиск спрацювання запобіжного клапана, МПа	16,0	14,5
X_3 – температура робочої рідини, °С	55	50

Функцією відгуку буде поліном, який для трьох факторів має наступний вигляд:

$$У = b_0 + b_i \cdot X_i + b_{ij} \cdot X_i \cdot X_j + b_{1,2,3} \cdot X_1 \cdot X_2 \cdot X_3 \quad (2)$$

Після визначення коефіцієнтів b_0 – b7, рівняння (2) набуде вигляду:

$$У = 90{,}875 + 36{,}125\, X_1 + 2{,}13\, X_2 + 1{,}88\, X_3 + 0{,}875\, X_1 \cdot X_2 + 1{,}125\, X_1 \cdot X_2 \cdot X_3 + 0{,}0125\, X_2 \cdot X_3 - 0{,}0125\, X_1 \cdot X_2 \cdot X_3 \quad (3)$$

Дисперсія відтворюваності, S_2 ($У$) = 7,625.

Значення критерія Кохрена, $G = 0{,}295$, $G_{кр} = 0{,}5157$.

Функцією відкликання служить неповний квадратний поліном, який для трьох факторів має наступний вигляд:

$$У = b_0 + b_i \cdot X_i + b_{ij} \cdot X_i \cdot X_j + b1{,}2{,}3 \cdot X_1 \cdot X_2 \cdot X_3 \quad (2)$$

Після визначення коефіцієнтів $b_0 \ldots b_7$ рівняння (2) матиме вигляд:

$$У = 90{,}875 + 36{,}125\, X_1 + 2{,}13\, X_2 + 1{,}88\, X_3 + 0{,}875\, X_1 \cdot X_2 + 1{,}125\, X_1 \cdot X_3 + 0{,}0125\, X_2 \cdot X_3 - 0{,}0125\, X_1 \cdot X_2 \cdot X_3 \quad (3)$$

Дисперсія відтворюваності, $S_2\,(У) = 7{,}625$.

Значення критерія Кохрена, $G = 0{,}295$, $G_{кр} = 0{,}5157$.

Перевірка значимості коефіцієнтів рівняння регресії підтвердила, що значими є: $|b_0| = 90{,}875$; $|b_i| = 36{,}125$; $|b_{ij}| = 2{,}13$; $|b_{1,2,3}| = 1{,}88$.

Відповідно рівняння (3) набуде вигляду:

$$У = 90{,}875 + 36{,}125\, X_1 + 2{,}13\, X_2 + 1{,}88\, X_3 \quad (4)$$

У якості величини, що характеризує вклад коефіцієнтів регресії в рівнянні моделі, був використаний множинний коефіцієнт кореляції R. Враховуючи, що $R = 0{,}999$, рівняння регресії повністю описує результати експерименту.

Оскільки фізичний зміст коефіцієнта полягає в тому, що він показує наскільки зміниться значення відкликання, якщо фактор змінити на величину одного інтервалу варіювання, то з аналізу рівняння (4) можна зробити наступні висновки:

1. Найбільший вплив на величину діагностичного сигналу вказує зміна подачі гідравлічного насоса.

2. Зміна тиску спрацювання запобіжного клапана, температура робочої рідини у межах інтервалу варіювання впливає на зміну діагностичного сигналу значно менше, ніж зміна подачі гідравлічного насоса.

3. Ефект парних і потрійних міжфакторних взаємодій виявився незначним.

4. На основі виконаних досліджень можна сформувати рекомендації щодо заміни робочої рідини гідропривода в залежності від стану ущільнень та температури навколишнього середовища.

5. Доведено, що чим більш в'язка олива використовується, тим більшою може бути щілина ущільнювальних елементів. Тому, рекомендовано використовувати більш в'язкі оливи у механізмах гідроприводів машин з високим коефіцієнтом спрацювання, щоб

збільшити термін експлуатації, а оливи з меншою в'язкістю – використовувати з новими ущільненями [2].

Список використаних джерел

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

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

3. Коновалюк, О.В., Онучина А.А. Вплив подачі гідравлічного насоса на величину вібрації гідравлічного розподільника //. Зб. наук. праць ЛСХІ, 1994. – С. 63–66.

4. Пляскин, И.И. Оптимизация технических решений в машиностроении. – М.: Машиностроение, 1982. – 173 с.

СЕКЦІЯ 4
ОБЛАДНАННЯ ТА ЕНЕРГОЕФЕКТИВНІСТЬ ГІДРОДИНАМІЧНИХ МАШИН

УДК 621.22

В.О. Андрусяк,
С.О. Лугова, канд. техн. наук
Сумський державний університет

ОГЛЯД ТИПІВ КОМБІНОВАНИХ ВІДВОДІВ ТА МЕТОДИКИ ЇХ ПРОЄКТУВАННЯ У БАГАТОСТУПІНЧАТИХ НАСОСАХ

Як відомо, оптимальний режим роботи насоса визначається параметрами відводу [1]. Відвід – це нерухомий конструктивний елемент проточної частини насоса. Основні функції його: зібрати і відвести рідину від робочого колеса до напірного патрубка або наступного ступеня; перетворити кінетичну енергію потоку за робочим колесом в енергію тиску; забезпечити осесиметричний потік для створення усталеного відносного руху в області робочого колеса. Усе це з найменшими втратами енергії, при мінімально можливих габарити [1, 2].

Найпоширенішими конструктивними схемами відводів відцентрових насосів є: спіральні, кільцеві, лопатеві (напрямні апарати). Існує також сукупність двох схем, такий тип називають комбінованим відводом [1, 2]. Комбіновані відводи зазвичай складаються з напрямного апарату та кільцевої або спіральної камери.

На теперішній час немає чітких рекомендацій як проєктувати комбіновані відводи в багатоступінчатих насосах. Загально відомі методики [1, 2] підтверджують, що кінематика потоку у відводі характеризується кутом α_i між векторами абсолютної швидкості та її тангенціальної складової (рисунок 1). Значення кута визначається як відношення радіальної до тангенціальної складових абсолютної швидкості. Це відношення дозволяє користуватися іншою, більш зручною величиною для визначення кінематики потоку, а саме пропускною здатністю відводу А. Проєктування відводів розпочинається з визначення їх пропускної здатності А, що в свою чергу є відношенням витрати Q до моменту швидкості К.

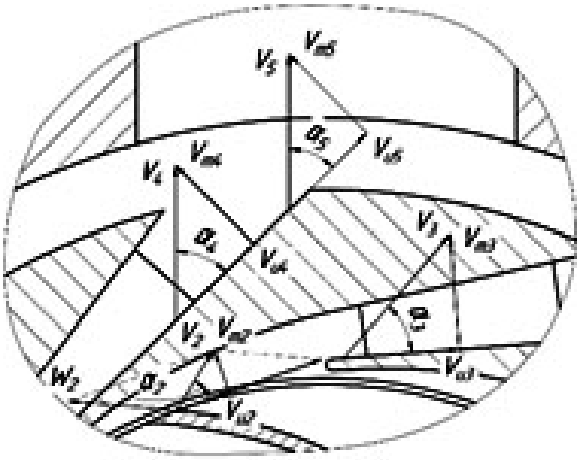


Рисунок 1 – Кінематика потоку у відводі

У випадку коли відвід розташований відразу за робочим колесом, величина А визначається за загально відомими методиками [1, 2]. Але виникають труднощі для визначення пропускної здатності відводу який розташований за напрямним апаратом (рисунок 1). Складність полягає у з'ясуванні кінематики потоку на виході з напрямного апарату та вході у відвід. Існують методи що дозволяють теоретично визначити параметри К4 та К5 [1, 2]. Але вони не враховують процесів, що відбуваються з потоком на кордоні виходу з напрямного апарату та відповідно вході у відвід. Дослідження в цій області дадуть, в подальшому більш конкретніше визначати пропускну здатність комбінованого відводу, та дозволять вдосконалити методику його проєктування.

Аналіз існуючих конструктивних схем відцентрових насосів показав, що необхідно визначити типи комбінованих відводів за конструктивними ознаками:

- напрямний апарат із бічною кільцевою камерою (рисунок 2, а);
- напрямний апарат із радіальною концентричною камерою (рисунок 2, б);
- напрямний апарат із радіальною ексцентричною камерою (рисунок 2, в);
- напрямний апарат зі спіральною камерою (рисунок 2, г);

- комбінований відвід у багатоступінчатому насосі з опозитним («back-to-back») розташуванням робочих коліс (рисунок 2, д).

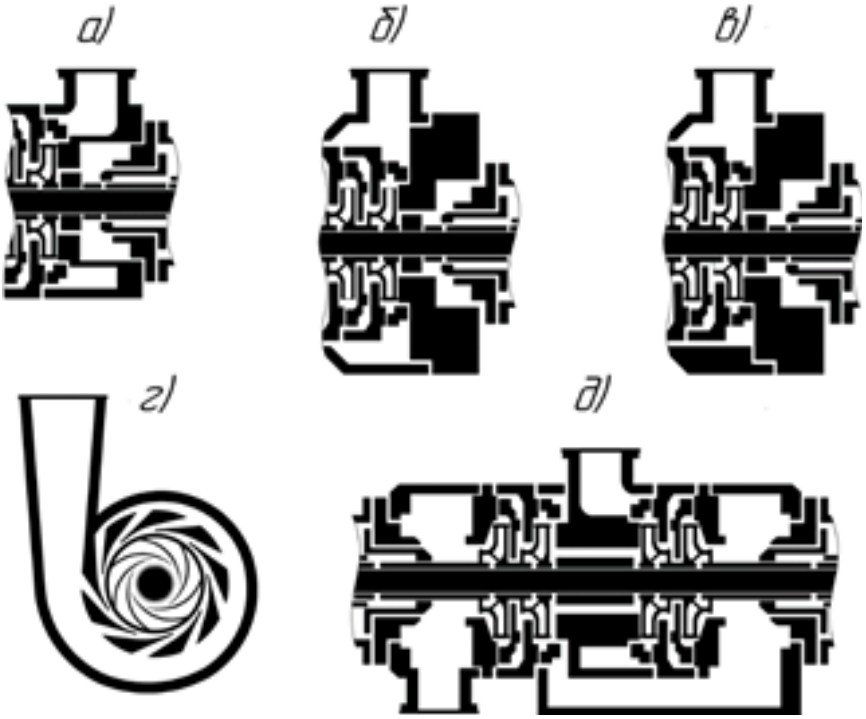


Рисунок 2 – Типи комбінованих відводів

Подальша перспектива досліджень дуже широка, вдосконалення методики проєктування дозволить отримувати точніші результати, що можливо призведе до покращення основних параметрів насоса, зменшення масогабаритних характеристик, здешевлення його життєвого циклу.

Список використаних джерел

1. Лопастные насосы. Теория, расчет и конструирование / А.К. Михайлов, В.В. Малюшенко. – М. : Машиностроение, 1977. – 288 с.

2. Овсянников, Б.В., Боровский, Б.И. Теория и расчет агрегатов питания жидкостных ракетних двигателей. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1986. – 376 с.

УДК 621.22-253

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

ЗАСТОСУВАННЯ РОБОЧИХ КОЛІС У НАСОСІ, ВИГОТОВЛЕНИХ МЕТОДОМ 3D ДРУКУ

На сьогоднішній день актуальним є підвищення напору в насосі без значних змін в його конструкції та підвищення його енергоефективності.

Для вирішення даної задачі пропонується замінити металеві колеса на пластикові, які будуть виготовлені технологією 3D друку [1].

За основу базовою моделлю прийнято серійних насос Saer CMP 76. Параметри насоса вказані в таблиці 1.



Рисунок 1 – Консольний одноступінчастий відцентровий насос Saer CMP 76

Таблиця 1 – Параметри насоса Saer CMP 76

Частота обертання , об/хв	2850
Напір H, м	30
Подача Q, м^3/ч	6
Потужність N, кВт	0,55
ККД η	0,56

Для проведення експерименту потрібно демонтувати робоче колесо з насоса, та зробити його заміри для створення 3D моделі робочого колеса.



Рисунок 2 – 3D модель робочого колеса

Після того як була створена 3D модель робочого колеса, можна виготовити пластиковий прототип робочого колеса за допомогою 3D принтера.

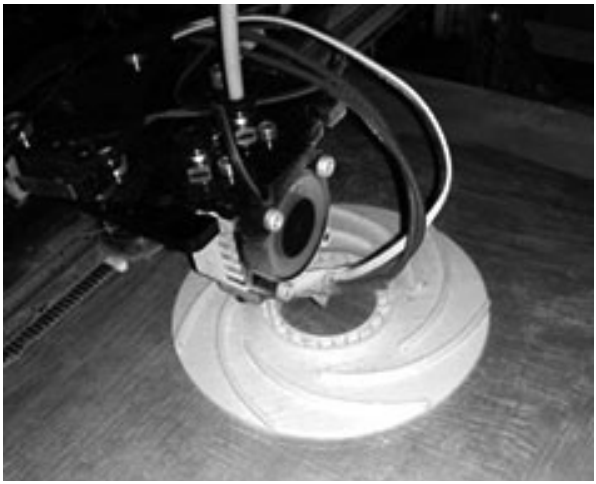


Рисунок 3 – Виготовлення прототипу робочого колеса за допомогою технологій 3D друку.

Наступним етапом дослідження буде застосування надрукованого робочого колеса в тестовому стенді з використанням насоса Saer CMP 76 та порівняння його з металевим робочим колесом.

Список використаних джерел

1. Наука і техніка сьогодні, випуск №8(8) / О.С. Безсмертний. – Київ, 2022. – 39 с.

УДК 621.621

А.С. Ворожка,
О.В. Тягно,
А.А. Папченко, канд. техн. наук, доцент
Сумський державний університет

ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ЗАКРУТКИ ПОТОКУ У ПІДВІДНОМУ ПРИСТРОЮ КОНСОЛЬНОГО ВІДЦЕНТРОВОГО НАСОСА НА ЙОГО РОБОЧІ ХАРАКТЕРИСТИКИ

В сучасному промисловому світі активно реалізується тенденція підвищення технічного рівня робочих машин та механізмів з метою зниження споживання електричної енергії. Зокрема, в цукровому виробництві насосне обладнання споживає близько 40% електричної енергії, яка виробляється паровою турбіною. Очевидно, що за рахунок модернізації та правильного підбору насосного обладнання можливо значно зменшити споживання електричної енергії. Покращення енергетичних характеристик насоса шляхом його модернізації є однією з актуальних на даний час задач.

Найменш дослідженим питання робочого процесу відцентрового насоса є вплив моменту швидкості потоку на вході до робочого колеса на напірну та енергетичну характеристики [1].

Більшість методик розрахунку відцентрових консольних насосів базуються на припущенні відсутності закрутки потоку на вході до робочого колеса. У практиці насособудування найбільшого поширення набули дві основні конструктивні форми підводів: осьові та бічні.

До першої групи відносяться конфузори з прямолінійною (рисунок 1, а) або криволінійною (рисунок 1, б) віссю, які застосовуються при консольному розташуванні робочого колеса першого ступеня. До другої групи належать напівспіральні (рисунок 1, в) та кільцеві (рисунок 1, г) підводи, які застосовують майже в усіх типах насосів, де необхідний вихід валу межі корпусу [2].

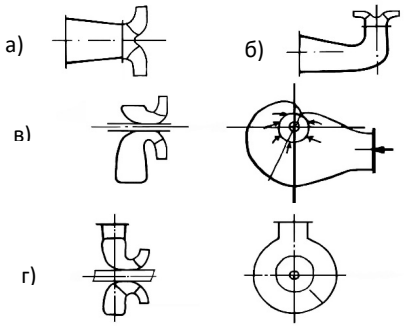


Рисунок 1 – типи підводів

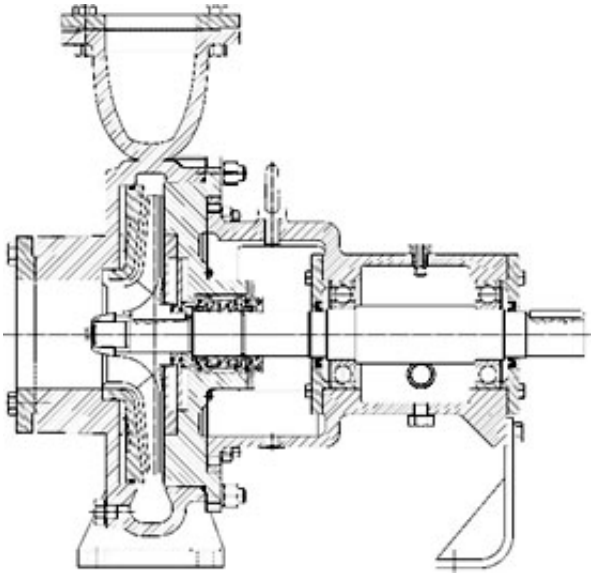


Рисунок 2 – конструктивна схема PrimePump LC 150-125-400

Першим етапом дослідження зазначеного питання було визначення впливу зменшення позитивної закрутки потоку на вході до робочого колеса відцентрового консольного насоса на його характеристики. У якості технічного об'єкту дослідження було обрано проточну частину відцентрового насоса *PrimePump LC* 150-125-400 NNDO 75-4 A. Конструктивна схема насоса наведена на рисунку 2.

Підвідний пристрій у насосі є осьового типу. При використанні підводу та всмоктуючого трубопроводу безлопатевого типу робоче колесо насоса при роботі створює позитивну закрутку потоку на вході.

Дослідження проводилося у два етапи:

- визначення характеристик насоса при нульовій закрутці потоку;
- визначення характеристик насоса при позитивній закрутці потоку.

Дослідження виконувалося розрахунковим методом з подальшою перевіркою шляхом фізичного моделювання.

Для проведення дослідження структури потоку в підвідному пристрою консольного відцентрового насоса використовувався програмний комплекс *SolidWorks Flow Motion* (рисунок 3). Аналізуючи результати чисельного дослідження можна зробити наступні висновки:

- швидкість потоку рідини збільшується на виході з підвідного пристрою;
- зменшується утворення вихорів, потік рідини стає більш структурованим.

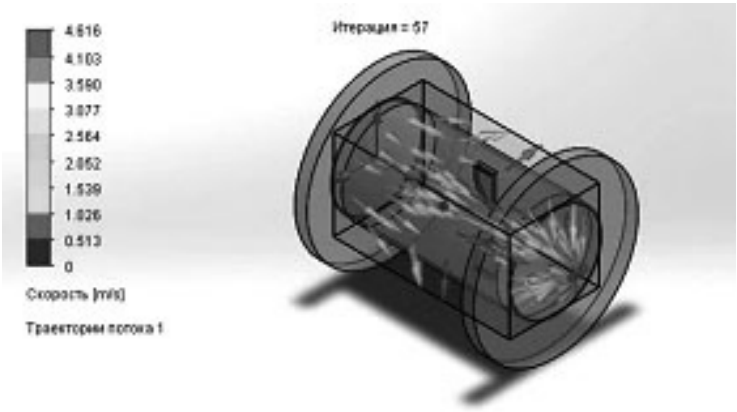


Рисунок 3 – результати чисельного дослідження

Підтвердження чисельних дослідження забезпечувалось на експериментальному стенді в лабораторії кафедри ПГМ СумДУ. Параметричні випробування проводились на насосі *PrimePump* С 150-125-400 NNDO 75-4 А з параметрами: напір 43 м, подача 300 м^3/год, частота обертання 1500 об/хв. Результати обробки протоколу параметричних випробувань показано на графіках у вигляді енергетичних характеристик насоса (рисунок 4).

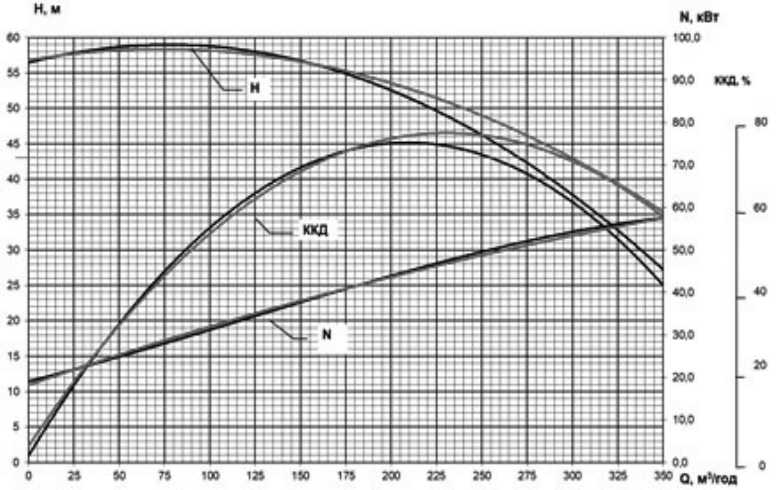


Рисунок 1 – Характеристика насоса PrimePump LC 150-125-400: без підвідного пристрою;

На графіку зображені енергетичні характеристики насоса без та з застосуванням елементів зменшення закрутки. Порівнявши дві характеристики можна зробити наступні висновки:

- випрямлення потоку на вході до робочого колеса сприяє зміщенню робочої точки в бік більших подач;

- використання підвідного пристрою підвищує напір в робочій області;

- розширюється область оптимального значення коефіцієнта корисної дії, що розширює межі регулювання роботи насоса іншими способами;

- відсутній значний вплив використання підвідного пристрою на споживану потужність насоса.

В подальшому планується проведення серій досліджень впливу позитивної та негативної закрутки потоку на енергетичні характеристики відцентрового насоса. Результати досліджень необхідно опрацювати, систематизувати та розробити уніфікований підвідний пристрій для відцентрових консольних насосів.

Список використаних джерел

1. Прищенко, В.А. Движение закрученного потока воды на входе в первое рабочее колесо центробежного насоса. Наукові праці Донецького національного технічного університету. Серія: Гірничо-електромеханічна.—2009.—Вип 17.157 (2009): 228–234.

2. Ржебаева, Н.К. Расчет и конструирование центробежных насосов: учебное пособие / Н.К. Ржебаева, Э.Е. Ржебаев. – Сумы: СумГУ, 2009. – 220 с.

УДК 621.65

Т.В. Джафаров,
О.В. Ратушний, канд. техн. наук, доцент
Сумський державний університет

ВИВЧЕННЯ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ ПРИ СТВОРЕННІ ВІД'ЄМНОЇ ЗАКРУТКИ НА ВХОДІ У РОБОЧЕ КОЛЕСО ВІДЦЕНТРОВОГО НАСОСА

Незважаючи на відомі методи підвищення реального напору ступеня відцентрового насоса, задача підвищення напору без зміни його габаритних розмірів продовжує залишатися актуальною.

В даній роботі пропонується дослідити можливості підви-щення напору шляхом створення від'ємної закрутки на вході в робоче колесо.

Насосні лопатеві системи сьогодні відповідно до чинних рекомендацій проєктуються за умови наявності перед робочим колесом впорядкованої структури потоку рідини (вісесиметричний потік із рівномірним розподілом швидкостей по всьому перетину) і нульовим значенням циркуляції швидкості ($\Gamma 1 = 0$) [1,2]

В теорії і практиці вітчизняного насособудування не була належно оцінена можливість корисного використання значного за величиною

від'ємного моменту швидкості потоку перед робочим колесом, який може створюватися різними способами. У доступній для широкого кола фахівців літературі відсутні однозначні докази того, що наявність від'ємного моменту швидкості потоку перед робочим колесом погіршує його напірні й енергетичні характеристики [3]. Водночас створення від'ємної закрутки на вході як до осьового, так і до відцентрового робочих коліс можна розглядати як контрроторний ефект. Сприятливий вплив невеликої від'ємної закрутки потоку на вході в робоче колесо відзначено для насосів середньої швидкохідності (n_s = 200).

Упродовж експериментального дослідження ступенів насоса ЕПН-8 завдяки деякій від'ємній закрутці потоку, що створюється зворотними каналами відведення, вдалося не лише збільшити напір проміжного ступеня, а й збільшити ККД на 1,5–2 % [4]. Експериментальне дослідження впливу закручування вхідного потоку на характеристики відцентрових насосів виявили залежність закрутки на вході в робоче колесо на величини колової та радіальної складових швидкості, напору і потужності привода [5]. Закручування потоку здійснювалося в напрямку обертання на 27, 43 і 50° і проти напрямку обертання на –25, –43 і –51°.

Водночас величини напору і витраченої потужності визначалися за об'ємних витрат 0–160 м^3 /год і порівнювалися за відносних витрат 0,7; 1,0 і 1,3. Дослідження дозволили визначити абсолютні і відносні зміни характеристик вхідного ступеня відцентрового насоса, пов'язані з цілеспрямованим (використання поворотних лопаток) або ненавмисним закручуванням потоку П.М. Калініченком були проведені експериментальні дослідження впливу від'ємної закрутки на вході в лопатеву систему робочого колеса заглибного моноблочного насоса ОПВ 3600-8.

На кафедрі прикладної гідроаеромеханіки Сумського державного університету проводилися дослідження закрутки потоку на напірну й енергетичну характеристики осьового насоса ОПМ 2500-5 з лопатевою системою типу «напрямний апарат – робоче колесо» [6,7]. Щодо застосування негативної циркуляції вдалося домогтися підвищення напору, енергетичні та антикавітаційні якості насоса також були на високому рівні.

Отже, усі розглянуті вище дані досліджень дозволяють зауважити про доцільність проведення подальшого вивчення і застосування на практиці від'ємної циркуляції швидкості (закрутки) на вході в робоче колесо насоса.

Список використаних джерел

1. Ломакин, А. А. Центробежные и осевые насосы / А.А. Ломакин. – 2-е изд., перераб. и доп. – М. – Л. : Машиностроение, 1966. – 364 с.

2. Лопастные насосы : справочник / под общ. ред.: В.А. Зимницкого, В.А. Умова. – Л. : Машиностроение, 1986. – 334 с.

3. Евтушенко, А.А. Стандартизация выбора параметров вновь создаваемых насосов общепромышленного назначения / А.А. Евтушенко // Гидравлические машины и гидропневмоагрегаты: теория, расчет, конструирование : тем. сб. науч. трудов / отв. ред. И. А. Ковалев. – Киев : ИСДО, 1994. – С. 20–28.

4. Горгиджанян, С.А. Погружные насосы для водоснабжения и водопонижения / С.А. Горгиджанян, А.И. Дягилев. – Л.: Машиностроение, 1968. – 112 с.

5. Veränderung: Untersuchungen der Vordralleinflusse auf Kennlinien von Kreiselpumpen Schröder Valentin // Masch-?nenmarkt. – 1994. – 100, № 27. – P. 34–37.

6. Калиниченко, П.М. Некоторые уточнения уравнений гидромеханики и теории лопастных насосов / П.М. Калиниченко. – Киев : ИСМО, 1999. – 240 с.

7. Бурлака, В.Б. Влияние момента скорости потока перед рабочим колесом на местоположение оптимального режима работы лопастного насоса / В.Б. Бурлака, А.Г. Гусак, А.А. Евтушенко // Вестник Национального технического университета Украины «Киевский политехнический институт». Машиностроение. – 2000. – № 38, Т.2.– С. 243–248.

УДК 621.65

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

ПРО РОЗВИТОК КЛАСТЕРНОГО РУХУ З МЕТОЮ ПОДОЛАННЯ СПІЛЬНИХ НАУКОВО-ТЕХНІЧНИХ ВИКЛИКІВ ПРОМИСЛОВИХ ПІДПРИЄМСТВ

З розвитком промисловості в Україні історично склалося компактне зосередження підприємств спільних індустрій в різних регіонах країни.

Так для Харківщини характерним є зосередження великої кількості підприємств сфери турбінобудування, Дніпропетровщини – ракетобудування, Київщини – авіабудування, тощо. З огляду на це варто зазначити, що Сумська область історично розвивалася як центр енергетичного машинобудування (насосо-, компресоробудування) України і всієї Східної Європи загалом.

Разом з тим, традиційними ринками збуту продукції більшості промислових підприємств України (зокрема і Сумщини) до 2022 року були країни Східної Європи (зокрема, російська федерація, білорусь), Середньої Азії (Казахстан, Узбекистан, Туркменістан, тощо) та Кавказу (Азербайджан, Грузія) [1].

Нові виклики спричинені військовими та економічними чинниками диктують потребу в нових рішеннях для розвитку промислового потенціалу міста Суми, Сумської області та України в цілому.

Як результат, наразі існує нагальна потреба для пошуку нових ринків збуту енергетичного обладнання, зокрема насосів та компресорів, традиційним центром виробництва яких в Україні є місто Суми та Сумська область.

Реалізація програми імпортозаміщення передбачає збільшення частки компресорного та насосного обладнання вітчизняних підприємств з високим ступенем вітчизняної локалізації в загальному обсязі реалізованого обладнання на території України [2].

Об'єднання промислового потенціалу підприємств сфери енергетичного машинобудування (насосо- та компресоробудування) в єдиній громадській організації, кластері, дозволяє підвищити ступінь їх інтеграції й зацікавленості в реалізації спільних проєктів, а також

посилити можливості щодо спільного розвитку й впровадження інноваційного виробництва.

Залучення вітчизняних виробників комплектуючих до ланцюгів доданої вартості на європейських ринках в короткотерміновій перспективі виглядає найперспективнішим способом ділових зв'язків з європейськими промисловими підприємствами.

З іншого боку доцільним виглядає залучення іноземних промислових підприємств до локалізації виробництва власної продукції на території України, що потенційно може знизити собівартість, а отже і підвищити конкурентноспроможність таких компаній, а також підвищити завантаження підприємств України новими замовленнями.

Отже, об'єднання представників спорідненого обладнання навколо спільних ідей виглядає перспективним. На сьогодні на Сумщині створено Сумський машинобудівний кластер енергетичного обладнання (у формі громадської спілки), який об'єднує в своєму складі підприємства сфери гідроаеромеханіки.

Підприємства, що входять до Кластера, забезпечують потреби галузей хімічної промисловості, металургії, нафто- і газовидобутку, залізничного транспорту, тощо. Важливою сферою поставок обладнання підприємств-учасників Кластера є критична інфраструктура, зокрема підприємства сфери водопостачання, водовідведення, енергогенеруючі компанії, тощо, для яких виконуються поставки широкого спектру насосного, компресорного обладнання, комплектуючих, тощо.

У свою чергу Сумський машинобудівний кластер енергетичного обладнання входить до кластерної спільноти України, як активний член Українського кластерного альянсу, що об'єднує у своєму складі близько 40 галузевих об'єднань, до складу яких входить більше 400 підприємств України.

Використання спільних можливостей Сумського машинобудівного кластера енергетичного обладнання спільно з можливостями інших об'єднань, що входять до складу Українського кластерного альянсу, дозволить підвищити швидкість реагування на виклики, оперативно вирішувати проблеми підприємств та установ в поставці обладнання, сервісі та ремонті об'єктів та систем.

Наразі важливу роль у спільних проєктах Сумського машинобудівного кластера енергетичного обладнання приймає

Сумський державний університет, зокрема науково-дослідна частина (НДЧ), як потужний центр науково-технічних досліджень, а також факультет Технічних систем та енергоефективних технологій (ТеСЕТ), як центр розвитку інноваційних технологій в сфері машинобудування Сумщини.

Саме розробка нових технічних рішень здатна забезпечити високий рівень конкуренції продукції на ринку, а отже і розвиток підприємств. З іншого боку це дозволить посилити співпрацю промислових підприємств та університету в аспекті удосконалення навчальних програм підготовки кваліфікованих спеціалістів з урахуванням вимог роботодавців, що забезпечить високий кадровий потенціал для потреб промислових підприємств.

Список використаних джерел

1. Кондусь, В.Ю. (2022). Об'єднання потенціалу підприємств сфери Гідроаеромеханіки з метою підвищення промислового потенціалу міста суми і сумської області / Сучасні технології у промисловому виробництві : матеріали та програма IX Всеукраїнської науково-технічної конференції (м. Суми, 19–22 квітня 2022 р.) / редкол.: О.Г. Гусак, І.В. Павленко. – Суми. – С. 226–227.

2. Кизим, М.О., Хаустова, В.Є. (2012). Український досвід формування кластерних структур / Проблеми економіки. №1. С. 3–11.

3. Галинська, Ю.В. (2019). Кластеризація машинобудівних підприємств Сумської області як конвергенція бізнесу та науки / Вісник СумДУ. Серія «Економіка». №4. – С. 73–80.

УДК 621.65

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

ПЕРСПЕКТИВИ ПРОМИСЛОВОГО ВПРОВАДЖЕННЯ ТИХОХІДНИХ ВИСОКОНАПІРНИХ СТУПЕНІВ НАСОСІВ З МЕТОЮ ПІДТРИМКИ ПЛАСТОВОГО ТИСКУ В СФЕРІ НАФТОВИДОБУВАННЯ

Сьогодні ціла низка галузей промисловості вимагають роботи насосного обладнання динамічного типу на режимах роботи, що відповідають підвищеним тискам в трубопровідній мережі при зниженій подачі. Такі режими роботи слід розглядати як нетрадиційні для насосного обладнання динамічного типу, а самі насоси, що працюють на них, називають тихохідними, оскільки їх коефіцієнт швидкохідності ns не перевищує 60–65.

Такі умови роботи насосного обладнання характерні зокрема для галузі нафтовидобування, де насосні агрегати динамічного типу використовуються для створення та підтримки пластового тиску.

У ході дослідження, що проводилося спеціалістами кафедри Прикладної гідроаеромеханіки Сумського державного університету, досліджено різні конструктивні схеми робочих коліс багатоступінчастих насосів ЦНС 180-1900, а також ступенів на їх основі, основним призначенням яких є саме підтримка пластового тиску в процесах нафтовидобування (рисунок 1).

Дослідження проводилося в рамках виконання грантового проєкту «Зе! Старт» громадської організації «Підприємець – слуга народу!».

За результатами дослідження практично підтверджено можливість підвищення напірності ступеня насоса до 27% шляхом внесення конструктивних змін до лопатевої системи робочого колеса без зміни його габаритних розмірів. Така модернізація є перспективною з огляду на мінімальні інвестиційні витрати на модернізацію існуючих насосних агрегатів, що задовільняють потреби промисловості у вищенаведених умовах роботи.

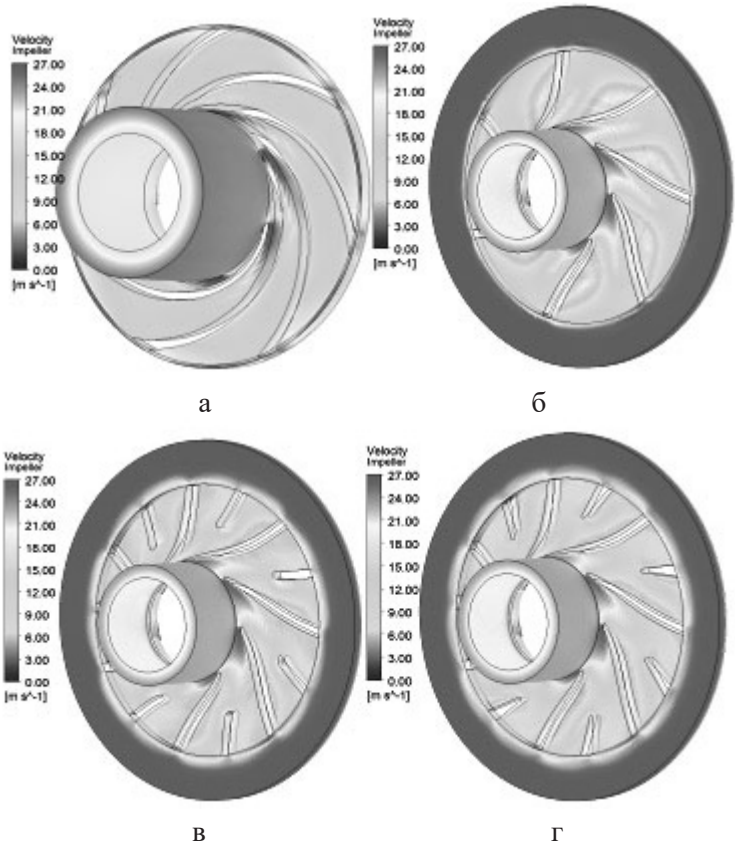


Рисунок 1 – Результати дослідження натікання робочої рідини на міжлопатеві канали ступенів насоса ЦНС 180-1900: а – базова модель (РК №0); б – високонапірне двоярусне робоче колесо з S-подібною лопаттю (РК №1); в – високонапірне двоярусне робоче колесо з S-подібною лопаттю (РК №2); г – високонапірне двоярусне робоче колесо з S-подібною лопаттю та клиновідними лопатями другого ярусу (РК №3)

Збереження сталих габаритних розмірів ступеня насоса (зокрема робочого колеса) є важливим фактором зменшення інвестиційних витрат на модернізацію вже впроваджених в промислове використання насосних агрегатів (рисунок 2).



Рисунок 2 – Основні статті витрат в загальній вартості життєвого циклу насосного обладнання (Life cycle Cost, LCC)

Збереження незмінних габаритних розмірів дозволяє мінімізувати витрати на модернізацію обладнання, оскільки в такому випадку вимагається заміна лише елементів проточної частини насоса. У зв'язку з перекачуванням такими насосами агресивних рідин відбувається інтенсивне зношування елементів проточної частини, що вимагає їх заміни в середньому один раз на два місяці. Отже, заміна елементів проточної частини в такому випадку може бути виконана в ході планового ремонту і не вимагатиме додаткових витрат коштів.

Загалом за результатами дослідження досягнуто суттєве підвищення напірності спроєктованого робочого колеса високонапірного ступеня (до 27%) у порівнянні з базовою моделлю (табл. 1).

Отримані результати дозволять заявляти про суттєві можливості щодо збільшення ресурсу нафтовидобутку вітчизняних нафтовидобувних підприємств, оскільки наразі з нафтового пласта видобувається в середньому не більше 25–45%, що не в останню чергу пов'язано саме з недостатнім тиском, що створюється насосами підтримки пластового тиску.

Таблиця 1 – Результати дослідження напору ступеня насоса ЦНС 180-1900 з різними конструктивними схемами робочих коліс

Параметр	Результати				
	РК N0	РК N1	РК N2	РК N3	РК N4
Повний напір, м	158	178,6	196,7	197,9	200,2
Повний напір по відношенню до РК N0, %	0	+13	24,5	25	26,7
Повний напір по відношенню до РК N1, %	-13	0	10,1	10,8	12,1

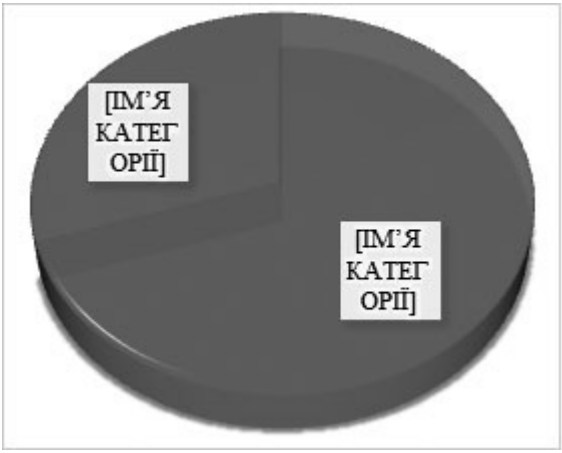


Рисунок 3 – Співвідношення нафти, що може бути видобутою та не може бути видобутою з нафтового пласту

Список використаних джерел

1. Kondus, V., Gusak, O., Yevtushenko, Y. (2021) Investigation of the operating process of a high-pressure centrifugal pump with taking into account of improvement the process of fluid flowing in its flowing part / J. Phys.: Conf. Ser. 1741 012012. https://doi.org/10.1088/1742-6596/1741/1/012012

УДК 621.65

В.Ю. Кондусь, канд. техн. наук,
А.М. Жуков
Сумський державний університет

АНАЛІЗ МОЖЛИВОСТЕЙ УДОСКОНАЛЕННЯ ВІЛЬНОВИХРОВИХ НАСОСІВ З ОГЛЯДУ НА ЗДАТНІСТЬ САМООЧИЩЕННЯ ЇХ ПРОТОЧНИХ ЧАСТИН

На сьогоднішній день вільновихрові насоси типу СВН (рисунок 1) знайшли широке застосування у різних сферах промисловості та господарства України та іноземних країн щодо перекачування забруднених рідин, рідин з різними типами включень (твердими, абразивними, волокнистими, тощо).



Рисунок 1 – Конструкція вільновихрового насоса типу СВН

Широкі прохідні канали насосів даного типу дозволяють перекачувати рідини з наявністю включень розміром до 0,8 ширини прохідного каналу (до 35 мм і більше).

Однак, сфера використання вільновихрових насосів нерідко пов’язана з ризиком накоплення осадочних елементів на поверхнях проточної частини насоса, особливо в зонах низького тиску поблизу входу в робоче колесо.

В свою чергу забиття прохідних каналів проточної частини насоса призводить до зниження його параметрів (включно з ймовірністю

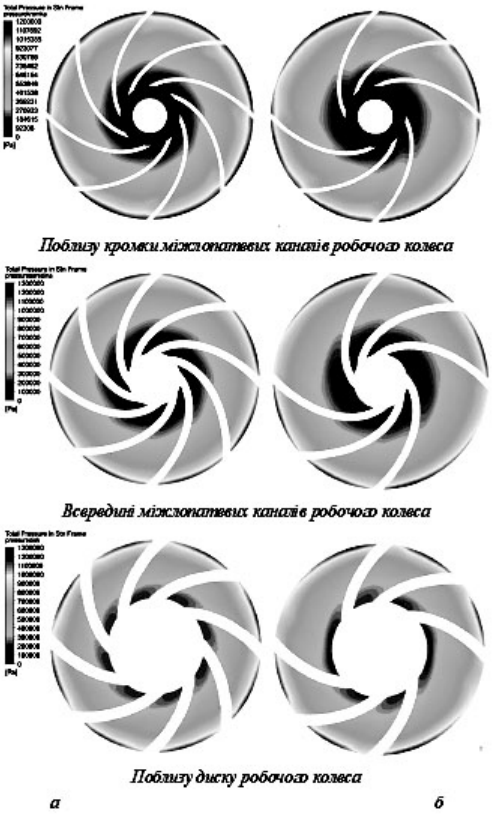


Рисунок 2 – Розподіл тиску в міжлопатевих каналах робочого колеса: а – базової конструкції; б – запропонованої конструкції з механізмом самоочищення

повного їх зриву), виникнення кавітаційних явищ, погіршення віброакустичних показників, та погіршення загальної ефективності роботи насоса.

Таким чином, вирішення даної проблеми є нагальним питанням щодо розвитку механізмів впровадження вільновихрових насосів, а також підвищення загальної ефективності їх роботи.

У зв'язку з цим на кафедрі Прикладної гідроаеромеханіки Сумського державного університету було виконано низку дослідних робіт щодо розробки конструкції проточної частини вільновихрових насосів із забезпеченням механізму самоочищення.

Протягом робіт проаналізовано багаторічних досвід проєктування насосів даного типу в Україні та за кордоном, в результаті чого дійшли до висновку, що найпростішим механізмом є вплив на конструктивні особливості робочого органу, а саме робочого колеса насоса.

Для забезпечення заявлених цілей за узагальненим досвідом було розроблено робоче колесо насоса типу СВН з модифікованою лопатевою системою (рисунок 1). При цьому до конструкції робочого колеса внесено зміни щодо кількості лопатей, а саме в стандартному робочому колесі з 8 лопатями були пропущені по дві лопаті з інтервалом в 180 градусів.

За результатами виконаного чисельного дослідження визначено, що така конструктивна особливість робочого колеса дозволила значним чином змінити принцип натікання рідини на його лопаті. Так, в розширених міжлопатевих каналах спостерігалось деяке зменшення повного тиску по відношенню до базової моделі (рисунок 2).

Побудовані в результаті дослідження робочі характеристики показали високе значення напору та к.к.д. насоса із запропонованою конструкцією проточної частини (рисунок 3).

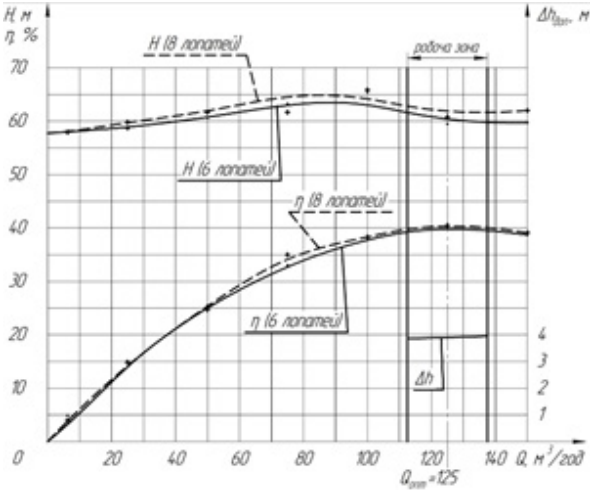


Рисунок 3 – Робочі характеристики для вільновихрових насосів традиційної конструкції (8 лопатей) та перспективних насосів з механізмом самоочищення (6 лопатей)

Варто також зазначити, що хоча на напірній характеристиці перспективного насоса спостерігається деяке падіння напору (зокрема в робочому діапазоні), однак тривала робота насоса при перекачуванні забруднених рідин буде призводити до меншого засмічування його проточної частини у порівнянні з базовою моделлю, в результаті чого прогнозується менша податливість до зміни інтегральних параметрів внаслідок засмічення проточної частини.

Список використаної літератури

1. Kondus, V., Puzik, R., German, V., et al. (2021). Improving the efficiency of the operating process of high specific speed torque-flow pumps by upgrading the flowing part design / J. Phys.: Conf. Ser. №1741. 012023. https://doi.org/10.1088/1742-6596/1741/1/012023

2. Kondus, V., Kotenko, O. (2017). Investigation of the impact of the geometric dimensions of the impeller on the torque flow pump characteristics / Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. № 1/4 (88). P. 25–31. https://doi.org/10.15587/1729-4061.2017.107112

УДК 621.65

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

ПРО ДОЦІЛЬНІСТЬ МОДЕРНІЗАЦІЇ НАЯВНОГО ПАРАМЕТРИЧНОГО РЯДУ ВІЛЬНОВИХРОВИХ НАСОСІВ ДЛЯ ТРАНСПОРТУВАННЯ РІДИН З ВКЛЮЧЕННЯМИ

Вільновихрові насоси призначені для перекачування рідин з різними типами включень (зокрема, твердими, волокнистими, абразивними тощо), рідин з високою в'язкістю, високим вмістом повітря або газу і т.п.

На сьогодні вільновихрові насоси використовуються переважно в галузі цукрової промисловості, але перспективним виглядає їх використання в робочих процесах різних галузей господарства (целюлозно-паперова промисловість, транспортування стічних вод, сільське господарство, тощо).

Проте використання насосів даного типу на сьогодні пов'язано з дуже низькими показниками енергоефективності (таблиця 1).

Параметри насоса, отримані шляхом проведення чисельного дослідження, показаніні на рисунку 3.

За результатами розрахунків к.к.д. насоса складає 46% у порівнянні з 28% реально існуючого насоса СВН 25–32. Економічні показники при роботі обох насосів приведені у таблицях 3, 4. Окремо слід зазначити, що за допомогою збільшення частоти обертання досягається суттєве зменшення габаритних розмірів насоса. Так, існуючий насос СВН 25–32 має масу 160 кг (при масі робочого колеса близько 14 кг), а перспективний насоса СВН 25-28 – масу близько 40 кг (при масі робочого колеса близько 2 кг).

Таблиця 1 – Показники енергоефективності вільновихрових насосів типу СВН існуючого ряду

№ з/п	Марка насоса	Подача, $м^3$/год	Напір, м	Частота обертання, об/хв	Коефіцієнт швидкохідності, n_s	к.к.д., %
1	СВН 20/10	20	10	1500	73	40
2	СВН 25/20	25	20	1500	48	38
3	СВН 25/20а	20	18	1500	47	38
4	СВН 25/20б	16	16	1500	46	38
5	СВН 25/32	25	32	1500	34	28
6	СВН 25/32а	20	28	1500	34	28
7	СВН 25/32б	16	25	1500	33	28
8	СВН 40/40	40	40	3000	73	40
9	СВН 50/10	50	10	1500	115	?
10	СВН 50/10а	40	8	1500	121	?
11	СВН 50/10б	31,5	6,3	1500	129	?
12	СВН 50/20	50	20	1500	68	46
13	СВН 50/32	50	32	1500	48	38
14	СВН 80/20	80	20	1500	86	43
15	СВН 80/20а	63	18	1500	83	43
16	СВН 80/20б	50	16	1500	81	43
17	СВН 80/32	80	32	1500	61	38
18	СВН 80/32а	63	28	1500	60	38
19	СВН 80/32б	50	25	1500	58	38
				1500		38

В свою чергу це пов'язано з неефективним вибором частоти обертання, що суттєво знижує коефіцієнт швидкохідності насоса n_s (рисунок 1).

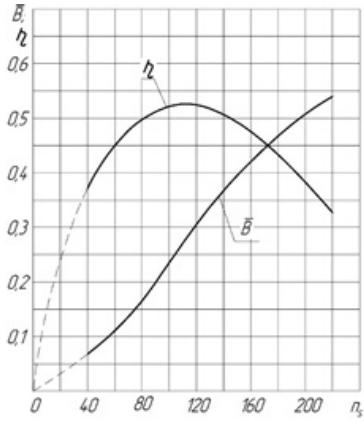


Рисунок 1 – Залежність к.к.д. вільновихрових насосів від ns

Так, більшість малих СВН працюють в зоні ns = 30–50, для якого теоретично досяжний максимальний к.к.д. становить лише 25–40%. Реальний к.к.д. таких насосів лежить у межах 28–38%.

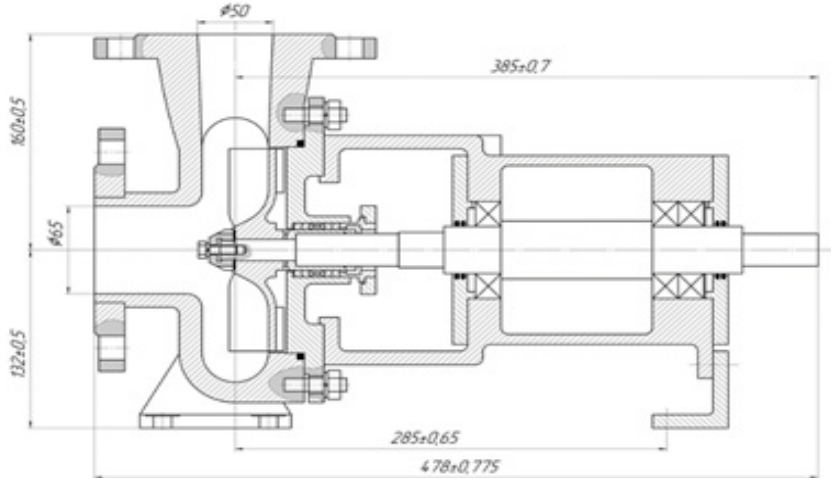


Рисунок 2 – Конструктивна схема перспективного вільновихрового насоса СВН 25–28 для рідин з включеннями

З метою підтвердження попереднього припущення було розроблено конструктивну схему перспективного насоса СВН 25–28 з частотою обертання 3000 об/хв (n_s = 75).

При масі лиття близько 250 кг (160 кг маса готового насоса) в діючому насосі СВН 25-32 вартість лиття по цінам на 2022 р. складає орієнтовно 45 тис. грн. Маса лиття перспективного насоса СВН 25-28 складає приблизно 90 кг (40 кг маса готового насоса), а вартість лиття складе орієнтовно в районі 16 тис. грн.

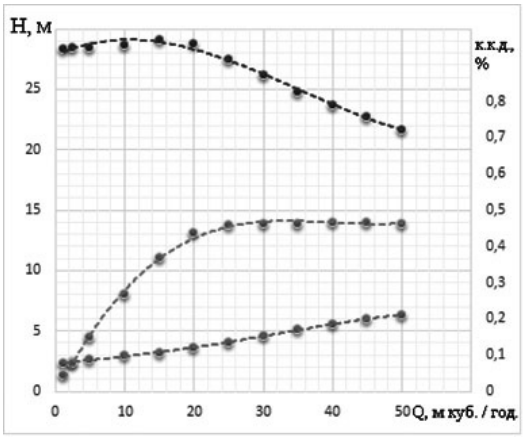


Рисунок 3 – Характеристики перспективного вільновихрового насоса СВН 25-32

Таблиця 3 – Економічні показники насоса СВН 25-32 та перспективного насоса СВН 25-28 (*з урахуванням роботи 12 годин на добу)

Насос	Напір, м	Подача, м. куб. / год	к.к.д.	Споживана потужність, кВт	Споживання енергії на рік, кВт*год
СВН 25-32	32	25	28	7786	33634286*
СВН 25-28	28	25	46	4147	17913913*
			Різниця	**3639**	**15720373***

Таблиця 4 – Економічні показники насоса насоса СВН 25-32 та перспективного насоса СВН 25-28 у грошовому еквіваленті
(*з урахуванням роботи 12 годин на добу)

Насос	Напір, м	Подача, м. куб. / год	к.к.д.	Споживана потужність, грн	Споживання енергії на рік, грн
СВН 25-32	32	25	28	13	56506*
СВН 25-28	28	25	46	7	30095*
			Різниця	**6**	**26410***

Таким чином, економія собівартості виготовлення складає не менше 29 тис. грн.

Враховуючи загальну вартість життєвого циклу насоса, то економія при модернізації насоса складає не менше 55 тис. грн (на перший рік роботи) при вартості діючого насоса СВН 25-32 в цінах на 18.11.2022 р. в районі 130-150 тис. грн, тобто не менше 30%.

Окрім того, варто зазначити, що перспективний вільновихровий насос розроблений цілком за вимогами ISO 2858, що потенційно дає можливість розширення реалізації даних насосів на зовнішні ринки (повна відповідність всіх габаритних і приєднувальних розмірів вимогам стандарту) на відміну від діючих насосів типу СВН.

Список використаних джерел

1. Kondus, V., Kalinichenko, P., Gusak, O. (2018). A method of designing of torque-flow pump impeller with curvilinear blade profile // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. № 3/8 (93). P. 29–35. https://doi.org/10.15587/1729-4061.2018.131159

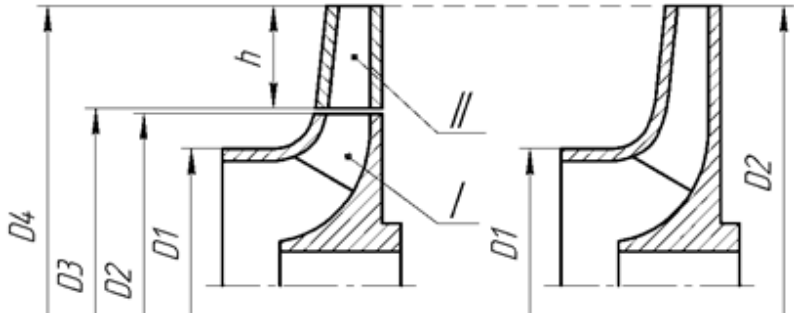
2. Kondus, V., Puzik, R., German, V., et al. (2021). Improving the efficiency of the operating process of high specific speed torque-flow pumps by upgrading the flowing part design / J. Phys.: Conf. Ser. №1741. 012023. https://doi.org/10.1088/1742-6596/1741/1/012023

УДК 621.671

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

ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ПІДРІЗКИ РОБОЧОГО КОЛЕСА ТА ВЕЛИЧИНИ ЛОПАТЕВОГО ДИСКУ НА ЇХ НАПІРНІ ТА ЕНЕРГЕТИЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ

Контрроторний ступінь в своєму складі містить робоче колесо (рисунок 1, а I) та лопатевий диск (рисунок 1, а II), що упродовж роботи обертаються в протилежні боки. Така система дає змогу значно підвищити напірні характеристики насосного агрегата. Течія на вході в лопатевий диск, що зійшла з робочого колеса, має значний момент імпульсу (закрутку), створений робочим колесом Водночас його напрям протилежний напряму обертання лопатевого диску. Завдяки такому ефекту досягається збільшення напору майже втричі [1,2].

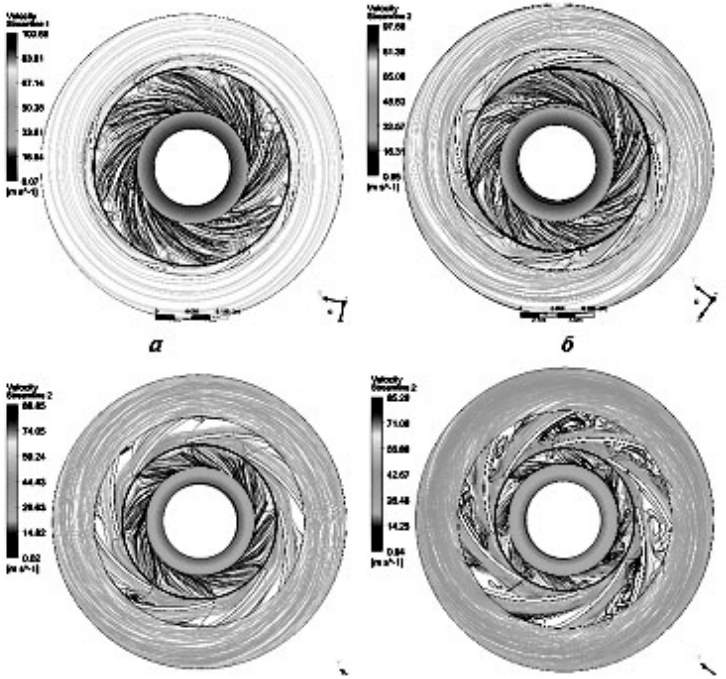


а б

Рисунок 1 – Робочі органи насоса:
а – контрроторний ступінь; б – робоче колесо

В основу дослідження було поставлено задачу зменшити габаритні розміри контрроторного ступеня (рисунок 1, а) до розмірів робочого колеса (рисунок 1б), на базі якого створено ступінь шляхом підрізки робочого колеса та вставлення на те місце лопатевого диску. Таким чином, діаметр контрроторного ступеня D4=const, та D4=D2 (діаметр контрроторного ступеня D4 дорівнює діаметру базового робочого колеса D2).

Для дослідження було змодельовано чотири контрроторні ступеня на базі насоса ЦНС 180-1900 з висотою лопатевого диску (h): 13, 26, 39 та 52 мм (рисунок 2). Слід зазначити, що напірні та енергетичні характеристики базового робочого колеса наступні: напір (Н) 137м; потужність (N) 75кВт; ККД (η) 89%.



а б в г

Рисунок 2 – Контрроторні ступені висотою лопатевого диску: а -13мм; б -26мм; в -39мм; г -52мм

Таблиця 1 – Результати досліджень

Висота диску	Напір Н, м.	Потужність N, кВт	ККД η, %
Базове РК	137	75	0,89
13	154	142	0,53
26	159	153	0,50
39	160	139	0,56
52	191	147	0,63

Дослідження проводилося на основі методу чисельного розв'язання фундаментальних законів гідромеханіки в програмному продукті ANSYS CFX. Усі отримані результати занесені до таблиці 1.

З результатів видно, що найбільший ККД має робоче колесо, але водночас його напір найменший. Найкращі напірні та енергетичні характеристики має ступінь з висотою лопатевого диску 52 мм. Але через великі між лопатеві канали (рисунок 2, г) створюються вихори, що зменшують ККД. Для покращення ККД та зменшенню вихроутворень у подальшому слід зменшувати міжлопатеві канали. У ступеня з найменшим лопатевим диском (рисунок 2, а) вихори відсутні, позаяк вони не встигають формуватися, але й характеристики там найменші, через те що лопатевий диск не встигає передавати енергію рідині. Зі збільшенням висоти лопатевого диску збільшується й формування вихроутворень, як видно в дослідженнях з висотою диска 26 мм. (рисунок 2, б) та 39 мм (рисунок 2, в).

Як висновок, можна сказати наступне, що в такому варіанті виконання контрроторних ступенів, при зменшенні діаметра D2 робочого колеса, воно починає відігравати більшу роль при створенні значного моменту імпульсу (закрутки) потоку в лопатевий диск, ніж з передачею енергію рідині у порівнянні з базовим робочим колесом.

Список використаних джерел

1. Kulikov, A. A., Ratushnyi, A. V., Kovaliov, I. A., Mandryka, A. S., & Ignatiev, A. S. (2021). Numerical study of the centrifugal contra rotating 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

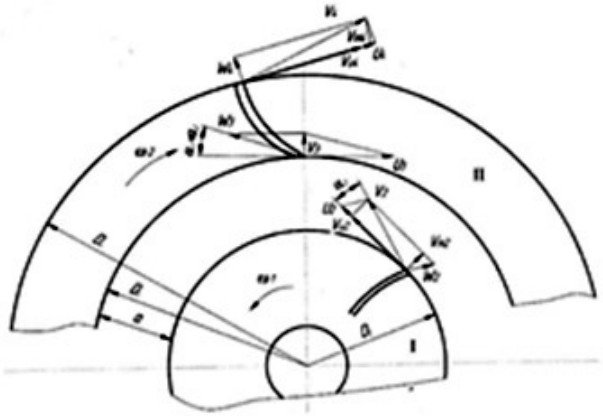
2. VI технологічний уклад: перспективи розвитку систем, які передають енергію рідині: монографія / О. В. Ратушний. – Суми : Сумський державний університет, 2020. –212 с.

УДК 621.671

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

ДОСЛІДЖЕННЯ ЧАСТОТИ ОБЕРТАННЯ КОНТРРОТОРНИХ ЕЛЕМЕНТІВ СТУПЕНЯ НА ЇХ НАПІРНІ ТА ЕНЕРГЕТИЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ

На сьогодні йдуть активні дослідження контрроторного ступеня для насосного агрегата. Основа цих досліджень полягає в тому, що ступінь насоса має лопатевий диск (рисунок 1, II), що обертається з тією ж самою кількістю обертів, що і робоче колесо (рисунок 1 I), але у протилежному напрямку, що дає змогу підвищити напір у три рази [1].



Рисуно *ешітках*

Як працює контр роторний ефект. Для зручності сприйняття решітки були рознесені на відстань «а» (рисунок 1). Вектори швидкостей і їхні складові подані для вісесиметричної схеми течії й умови $wI = - wII$ (решітки обертаються у протилежних напрямках з однаковою кутовою швидкістю). Крім того, на вході до кожної решітки обрані умови безциркуляційного натікання. Водночас варто зазначити, що якщо для першої решітки цю умову ($wu1=0$) нескладно забезпечити завдяки конструкції підвода, то забезпечити умову vu3=0

на вході до другої решітки буде значно складніше. Досягти цього можна тільки завдяки відповідній комбінації геометричних і кінематичних параметрів як першої, так і другої решіток [2].

Рідина на вході в другу решітку течія, що вийшла з першої, має значний момент імпульсу (закрутку), створений першою решіткою ($vu2 \cdot r2$). Водночас його напрям протилежний напрямку обертання другої решітки. І хоча вектор $v3$ закрутки не створює ($vu3=0$), закрутка $vu2 \cdot r2$ є реальною негативною циркуляцією на вході до другої решітки [2].

Чим більшу частоту обертання має робоче колесо, тим більше воно передає енергії рідині, і тим більше створює напір. Номінальна частота обертання робочого колеса (РК) та лопатевого диску (ЛД) була прийнята 3000 об/хв., але її мажна змінити як для ступеня загалом, так і для окремих її елементів.

Для дослідження було змодельовано один контрроторний ступінь на базі насоса ЦНС 180-1900. Напір робочого колеса складає 138 м. На базі цього ступеня було проведене чисельне дослідження по впливу кількості обертів на його напірні і енергетичні характеристики. В дослідженнях кількість змінювали з певним кроком від 3000 до 1500 об/хв з кроком 500 об/хв. У першому досліджені уповільнювалася весь ступінь (таблиця 1). У другому дослідженні уповільнювалося тільки робоче колесо, а лопатевий диск мав номінальну частоту обертання (таблиця 2). У третьому дослідженні уповільнювався тільки лопатевий диск, а робоче колесо диск мав номінальну частоту обертання (таблиця 3).

Дослідження проводилося на основі методу чисельного розв'язання фундаментальних законів гідромеханіки в програмному продукті ANSYS CFX.

Як і очікувалось, виходячи з першого дослідження (таблиця 1). Уповільнення усього ступеня призводить до значного зменшення напору та ККД. Позаяк при такій схемі менша кількість енергії передається рідині. При уповільненні лопатевого диску (таблиця 3) рідина, виходячи з робочого колеса, уповільнюється лопатевим диском, що в свою чергу зменшує ККД, але напірні характеристики мають кращі значення, ніж в першому досліджені.

Таблиця 1 – Уповільнення робочого колеса та лопатевого диску

Уповільнення n, об/хв	3000	2500	2000	1500
Напір H, м	418	270	145	47
Потужність N, кВт	269	203	140	80
ККД η	0,73	0,61	0,47	0,26

Таблиця 2 – Уповільнення робочого колеса

Уповільнення	3000	2500	2000	1500
Напір H, м	418	356	301	253
Потужність N, кВт	269	234	201	168
ККД η	0,73	0,71	0,70	0,70

Таблиця 3 – Уповільнення лопатевого диску

Уповільнення	3000	2500	2000	1500
Напір H, м	418	333	260	201
Потужність N, кВт	269	238	208	178
ККД η	0,73	0,64	0,56	0,51

При уповільненні лопатевого диску (таблиця 3) рідина, виходячи з робочого колеса, уповільнюється лопатевим диском, що в свою чергу зменшує ККД, але напірні характеристики мають кращі значення, ніж в першому досліджені. А при уповільненні робочого колеса (таблиця 2) рідина не гальмується лопатевим диском, через те що кількість обертів лопатевого диску більша, ніж робочого колеса. Така схема має найкращі напірні характеристики та стабільне ККД. Виходячи з отриманих значень, можна сказати, що доцільніше регулювати ступінь шляхом зміни частоти обертання робочого колеса.

Список використаних джерел

1. Kulikov, A. A., Ratushnyi, A. V., Kovaliov, I. A., Mandryka, A. S., & Ignatiev, A. S. (2021). Numerical study of the centrifugal contra rotating 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

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

УДК 621.65

С.О. Лугова, канд. техн. наук,
О.С. Маківський
Сумський державний університет

ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ГЕОМЕТРІЇ ПРОТОЧНОЇ ЧАСТИНИ НА ОСЬОВУ СИЛУ ШЛЯХОМ ЧИСЕЛЬНОГО МОДЕЛЮВАННЯ ТЕЧІЇ В БОКОВИХ ПАЗУХАХ

У процесі роботи відцентрових насосів виникає осьова сила, яка є сумою неврівноважених гідродинамічних сил, що діють на ротор насоса в осьовому напрямі. Робоче колесо одностороннього входу з прохідним валом або без нього піддається дії осьової сили, оскільки поверхня його основного диска, що знаходиться під тиском нагнітання, більше аналогічної поверхні покриваючого диска.

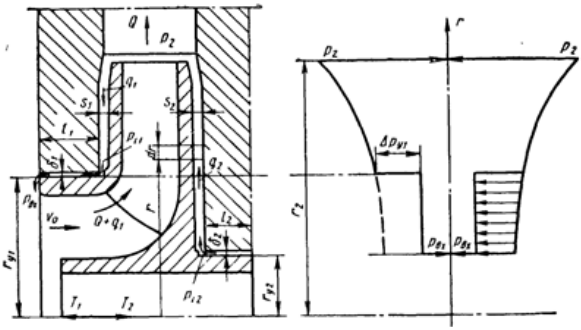


Рисунок 1 – Схема розподілу тисків на зовнішній поверхні колеса відцентрового насоса

Був проведений аналіз літератури щодо дослідження осьових сил за допомогою чисельного методу. В роботі [1] розглянута конструкція багатоступінчастого двокорпусного насоса. Дослідження проводилось експериментальним та чисельним методами. При порівнянні отриманих результатів різними методами була визначена ефективність використання чисельного методу. В роботах [2, 3] об'єктом дослідження був п'ятиступінчастий горизонтальний відцентровий насос з зустрічним розташуванням робочих коліс. Дисбаланс в такому насосі виникає внаслідок різної кількості робочих коліс в групах

ступенів. Дослідження проводилось по елементам, тобто кожний ступінь обчислювався окремо. Отримані результати для попередніх ступенів задавались як початкові для наступних. За допомогою поелементного метода можна визначити вплив кожного компонента на осьову силу.

В результаті проведеного аналізу досліджень багатоступеневих насосів, було виявлено, що найбільше на виникаюче осьове зусилля впливає обертання рідини у бічних пазухах. Характер впливу залежить від напрямку і величини витоку (масової витрати).

Також був проведений огляд літератури на предмет чисельного дослідження осьової сили в насосах з колесом двостороннього входу. В роботі [4] проводились дослідження такого насоса, і в результаті було виявлено, що баланс осьових сил можна досягти лише при повній симетричності обох сторін. На величину осьового навантаження впливають динамічні процеси, що виникають при роботі насоса, такі як непостійність за часом потенційного тиску на виході з РК. Також в результаті проведених досліджень було виявлено, що великий вплив на величину має несиметричність розмірів при виробництві, особливо різниця в зазорах передніх ущільнень.

Результати усіх оглянутих досліджень засвідчили, що чисельний метод є більш ефективним методом дослідження процесів пов'язаних з осьовими силами в насосах у порівнянні з проведеними експериментами. Плюсом такого методу є можливість проведення розрахунків осьових сил з різними конструкціями і конфігураціями насосів іще на стадії проєктування. Також з огляду літератури можна побачити, що в багатоступінчатих насосах з опозитним розташуванням робочих коліс («back-to-back») необхідно враховувати вплив осьового положення ротора відносно статора, тому що це має великий вплив на величину осьового навантаження. Проведення чисельних досліджень таких насосів майже не проводиться. Тому, враховуючи ефективність чисельного методу, можливо і необхідно застосовувати такий метод при проєктуванні та дослідженні насосів з опозитним розташуванням робочих коліс.

Список використаних джерел

1. MarjanGantar, Dr. DusanFlorjancic, Dr. BraneSirok. HYDRAULIC AXIAL THRUST IN MULTISTAGE PUMPS – ORIGINS AND SOLU-

TIONS / Proceeding of ASME FEDSM`01, 2001 ASME Fluids Engineering Division Summer Meeting, New Orleans, May 29-June 1, 2001, FEDSM 2001-18070.

2. Stefania Della Gatta, Simone Salvadori, Paolo Adami, Laura Bertolazzi. CFD STUDY FOR ASSESSMENT OF AXIAL THRUST BALANCE IN CENTRIFUGAL MULTISTAGE PUMPS / Conference on Modelling Fluid Flow (CMFF`06), The 13th International Conference on Fluid Flow Technologies, Budapest, Hungary, September 6-9, 2006.

3. Simone Salvadori, Stefania Della Gatta, Paolo Adami, Laura Bertolazzi. DEVELOPMENT OF A CFD PROCEDURE FOR THE AXIAL THRUST EVALUATION IN MULTISTAGE CENTRIFUGAL PUMPS / Department of Energetic "S. Stecco", University of Firenze, Italy.

4. Lugova, S., Matvieieva, H., Rudenko, A., Tverdokhleb, I.Determination of static and dynamic component of axial force in double suction centrifugal pump, Applied Mechanics and Materials, 2014, 630, pp. 13–20.

УДК 621.22

С.С. Петренко,
В.О. Панченко, канд. техн наук, доцент
Сумський державний університет

ДОСЛІДЖЕННЯ НАПРЯМНОГО АПАРАТА ПРОМІЖНОГО СТУПЕНЯ ВІДЦЕНТРОВОГО НАСОСА

Одним зі шляхів зниження собівартості багатоступеневого відцентрового насоса є зменшення його масогабаритних характеристик, чого можна досягти за допомогою використання напрямних апаратів (НА) з переривчастою зоною переводу рідини.

Аналіз проточних частин з коефіцієнтом швидкохідності ns 80−150 відпрацьованих у ВАТ ВНДІАЕН підтверджує, що відношення зовнішнього діаметра НА (DHA) до діаметра установки лопаток дифузорного каналу (D3) для НА з суцільними перевідними каналами (тип 1) становить 1,35−1,50, тоді як у НА з переривчастими перевідними каналами (тип 2) це відношення може бути 1,3−1,4.

Порівняння насосів, що мають близькі параметри, в яких застосовано НА тип 1 і тип 2, засвідчують, наприклад, співвідношення діаметрів DHA/D3= 410/305 НА тип 2 має масу на 30% меншу, ніж

НА тип 1. Аналіз знижених масогабаритних характеристик насоса за умови заміни НА тип 1 на НА тип 2 підтверджує, що масу насоса загалом може бути знижено на 10-15%.

Конструкція НА впливає не тільки на масогабаритні характеристики, а й на параметричні характеристики ступеня, форму напірної характеристики і економічність. Аналіз економічності насосів закордонних виробників з НА тип 2 свідчить про те, що вони мають такий самий рівень економічності, як і насоси з НА тип 1. Тому стоїть завдання визначити діапазон зміни радіальних габаритів НА, проаналізувати які геометричні фактори НА та як впливають на економічність ступеня.

Економічність ступеня визначається коефіцієнтом корисної дії (ККД) робочого колеса (РК) та НА. Беручи до уваги, що при порівнянні двох ступенів з різними типами НА гідравлічний ККД РК є однаковим тому обмежимся пошуком шляхів зменшення гідравлічних втрат в НА.

Аналіз втрат в елементах НА [1] підтвердив, що основну частку гідравлічних втрат НА складають втрати в спіральній ділянці і в перевідному каналі. Втрати у дифузорних каналах можна зменшити шляхом оптимального проєктування [2,3].

Для НА основна увага приділялася дослідженню параметрів косого зрізу і дифузора, а також елементам формуючим потік на вході в РК. Проєктування поворотного коліна і входу на зворотні лопатки НА проводилися з використанням емпіричних даних, отриманих в компресоробудуванні [4,5] і виходячи з конструктивних міркувань. Враховуючи складність і просторовість течії в НА з переривчастими каналами необхідно провести дослідження течії із застосуванням сучасних програмних продуктів таких як Ansys CFX щоб досягти високої економічності та необхідної крутизни напірної характеристики.

При чисельному експерименті розглянуто різні варіанти елементів НА: число дифузорних каналів (ZРК=9 ZРК= 12); тип дифузорних каналів (прямолінійний, криволінійний); конфігурація зворотних каналів (циліндричні і профільовані); тип перевідної зони (що має радіальний кільцевий простір і без нього). Результати чисельного експеримента в подальшому будуть використані при вирішенні завдання оптимізації геометрії НА з метою отримання високої економічності ступеня.

Аналіз течії в варіантах НА виконувався за оцінкою інтегральних параметрів елементів НА за візуальними картинами течії, а також за розрахованими параметрами течії в контрольних перерізах.

Список використаних джерел

1 Луговая, С.О. Прогнозирование характеристики ступени со сменной проточной частью. Вісник Сумського державного університету. Серія «Технічні науки». 2009. №1. С.49—60.

2 Ржебаєва, Н.К., Ржебаєв, Е.Є. Расчет и конструирование центробежных насосов : навч. посіб. Суми : СумДУ, 2009. 220 с.

3 Gülich, J. F. (2010). Centrifugal pumps (second edition). Centrifugal Pumps (Second Edition), 1–964. https://doi.org/10.1007/978-3-642-12824-0

4 Ольштынский, П.Л. Учет особенностей рабочего процесса направляющего аппарата для повышения технического уровня центробежного насоса : диссертация на соискание научной степени канд. техн. наук / П.Л. Ольштынский ; науч. рук. И.Б. Твердохлеб. – Сумы : СумГУ, 2016. – 166 с.

5 Пфлейдерер, К. Лопаточные машины для жидкостей и газов. Водяные насосы, вентиляторы, турбовоздуходувки, турбокомпрессоры / К. Пфлейдерер. – 4-е изд., перераб. – 208 с.

УДК 621.22

В.О. Панченко, канд. техн наук, доцент,
В.В. Сисенко
Сумський державний університет

РОТОРНИЙ ГІДРОАКУМУЛЯТОР

Відомо, що миттєва витрата у гідросистемі може змінюватися з часом, а для забезпечення нормальної роботи гідросистеми необхідно забезпечити стабільність витрати. Із цією метою використовують гідроакумулятори різних типів: пневматичні, вагові, пружинні [1].

Кожний із цих типів акумуляторів має свої недоліки. У вагових та пружинних акумуляторів навіть за відносно малих розмірів і відносно невеликих тисків вага вантажу або розмір пружини досягають великих величин. В пневматичних акумуляторах внаслідок стиснення та

розширення газу відповідно підвищується та знижується тиск, а отже й у гідросистемі виникають коливання тиску.

Тому створення пристрою, здатного накопичувати надлишкову енергію потоку та ефективно віддавати її у періоди зниження параметрів потоку (тиску та витрати), є актуальною задачею.

В основу дослідження поставлена задача створення компактного пристрою, здатного ефективно накопичувати надлишок гідравлічної енергії потоку у періоди зростання параметрів потоку (тиску та подачі) та віддавати її потоку рідини у періоди зниження параметрів потоку. Такий пристрій має запобігати шкідливому впливу різкої зміни або пульсації подачі рідини за рахунок зменшення темпів її зростання або зменшення.

Поставлена задача вирішується тим, що роторний осьовий акумулятор, який містить корпус, в проточній частині якого розміщений ротор з осьовим колесом, переднє та заднє тіло обтікання, згідно корисної моделі переднє та заднє тіла обтікання виконані суцільно з ротором, а осьове колесо має на зовнішньому діаметрі бандаж, заповнений матеріалом з високою густиною (наприклад, свинець), лопаті осьового колеса мають форму прямих пластин, встановлених під кутом до осі ротора і які однаково ефективно працюють як у турбінному, так у насосному режимі, а корпус має циліндричну проточку, у якій встановлені два бічні кільця та втулка, що утворюють із бандажем відповідно дві торцеві та радіальну щілини.

Використання роторного осьового гідроакумулятора дозволяє у компактному пристрої ефективно перетворювати надлишкову енергію потоку рідини на кінетичну енергію, накопичувати її, а за необхідності у зворотному порядку перетворювати кінетичну енергію на енергію потоку рідини. Такий роторний осьовий гідроакумулятор здатний суттєво зменшити шкідливі наслідки від різкої зміни параметрів потоку рідини.

Список використаних джерел

1. Гидравлические объемные передачи / В.П. Гурьев, В.И. Погрелов. – Москва–Ленинград : Машгиз, 1964. – С. 253–255.

УДК 661

О.Ю. Юрченко,
В.І. Склабінський, д-р техн. наук, професор,
О.Г. Гусак, канд. техн. наук, професор
Сумський державний університет

ВПЛИВ ФОРМИ ДНИЩА ВІБРАЦІЙНОГО ГРАНУЛЯТОРА МІНЕРАЛЬНИХ ДОБРИВ НА ОСНОВНІ ПАРАМЕТРИ ТЕХНОЛОГІЧНОГО ПРОЦЕСУ

Технологічне обладнання для здійснення процесу грануляції є досить різноманітним. Однак, основні принципи роботи установок є незмінними. Можливою є різниця в виконанні та певних технологічних частинах апарату.

На сьогодні у сільськогосподарському виробництві набуває великого значення прогресивна технологія вирощування тих чи інших культур. Успіх даної технології залежить від того, яке обладнання буде використовуватися та здійснення низки технологічних операцій по сортуванню та обробці насіння, виробництву добрив тощо.

Основним видом обладнання, на якому створюється мінеральне добриво, є гранулятор (рисунок 1).

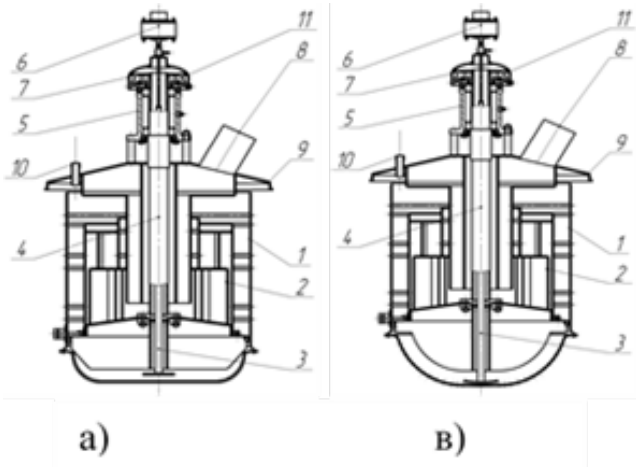


Рисунок 1 – Обертові вібраційні гранулятори:
а)з тороїдальним днищем; б) зі сферичним днищем

До складу вище наведених пристроїв входять зображені на рисунку структурні частини:

1 – корзина з перфорованим днищем;

2 – розподільник;

3 – шток з випромінювачем;

4 – вал;

5 – підшипниковий вузол;

6 – вібратор;

7 – металевий ковпак;

8 та 10 – патрубки відповідно для введень плаву та подачі пари перед пуском та зупинкою гранулятора;

9 – кришка (корпус);

11 – шків.

Таблиця 1 – Дані з експлуатації промислових грануляторів

Висота диску	Напір Н, м.	Потужність N, кВт	ККД η, %
Базове РК	137	75	0,89
13	154	142	0,53
26	159	153	0,50
39	160	139	0,56
52	191	147	0,63

Слід виділити, що за результатами промислових впроваджень обертових вібраційних грануляторів і опираючись на результати досліджень безпосередньо виробників мінеральних добрив, якими використовувалися статичні гранулятори ще до заміни їх на обертові вібраційні, було здійснено порівняльний аналіз по якості продукції, яка отримується. Дані порівняльні характеристики наведено в таблиці 1.

З таблиці 1 видно, що обертові вібраційні гранулятори мають порівняно кращий грануляційний склад продуктів, ніж інші.

Характерною особливістю установки є форма днища корзини. За рахунок зміни її форми відбувається забезпечення відстані від осей отворів. З них витікають струмені плаву. Важливим завданням в досягненні конструкції гранулятора є виконання процесу без

перетинання струменів між собою. Крім того, за рахунок регулювання форми днища є можливість розташування осей отворів для перебігу струменів плаву з різними кутами по відношенню до горизонтальної площини башти.

В комплексі, указані вище фактори із додатковим фактором, таким як швидкість обертання кошику гранулятора, впливають на діаметр факелу розпилу плаву. Особливо, це є важливим тоді, коли башта має форму прямокутника і завширшки мала.

Список використаних джерел

1. Yurchenko O., Sklabinskyi V., Ochowiak M., Ostroha R., Gusak O. (2022). Rational choice of a basket for the rotational vibropriller. Journal of Engineering Sciences, Vol. 9(1), pp. F16-F20, doi: 10.21272/jes.2022.9(1).f3

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

УДК: 62-791.2

С.А. Борзов,
І.Ф. Кравченко, д-р техн. наук,
А.Б. Кульбіда
ДП «Івченко-Прогрес»
С.В. Лозня, канд. техн. наук
ООО «Котріс» Україна
Е.П. Ясиніцкий, канд. техн. наук
Національний авіаційний університет

АНАЛІЗ ПУЛЬСАЦІЙ ТИСКУ ПАЛИВА ПЛУНЖЕРНИХ НАСОСІВ ГАЗОТУРБІННИХ ДВИГУНІВ

На багатьох газотурбінних двигунах різноманітного призначення як основний паливний насос застосовуються плунжерні насоси. Такі насоси зазвичай виконуються в одному блоці з регулятором, що забезпечує подачу та регулювання витрати палива в камері згоряння.

Основним елементом насоса є ротор, в похилих проточках якого розташовуються плунжери, які здійснюють зворотно-поступальні рухи при обертанні ротора, виконуючи такти всмоктування та нагнітання. Ротор насоса приводиться у обертання від ротора двигуна через коробку приводів з необхідним передатним відношенням. Як і всі інші плунжерний насос характеризується нерівномірністю подачі і тиску палива на виході з насоса. Періодичність зміни тиску кратна кількості плунжерів та частоті обертання приводного валу насоса. Величина пульсацій тиску палива може створювати періодично діючі сили в системі трубопроводів, а при розпилювання палива до виникнення вібрацій і шуму різного ступеня інтенсивності. Нерівномірності подачі відбиваються на вібраціях лопаток турбін, стін камер згоряння, паливних трубопроводів. Тому, щоб визначити вплив рівня нерівномірності подачі насоса на конструктивні елементи двигуна,

необхідно визначити основні параметри нерівномірності подачі. Оскільки кількість плунжерів насоса є незмінною, то нерівномірність, викликану цим фактором, можна вважати постійною величиною та дослідити вплив зміни частоти обертання на пульсації тиску робочого тіла.

Для адекватної оцінки рівня величини енергії, що виділяється при вібрації конструктивних елементів двигуна та агрегатів, традиційно використовується спектральний аналіз із застосуванням найбільш поширених алгоритмів дискретного перетворення Фур'є (ДПФ) або швидкого перетворення Фур'є (ШПФ), але також вейвлет-аналізу Вігнера–Вілля [1].

Газотурбінний двигун відносяться до класу роторних машин. Частота обертання ротора двигуна ГТД залежить від вибраного режиму роботи. Внаслідок великої кількості різних факторів частота обертання є змінною величиною. Технічне завдання для створення системи автоматичного керування двигуном (САКД) регламентує вимоги щодо підтримки частоти обертання ротора з похибкою на рівні десятих часток відсотка від заданої величини. Аналогічні вимоги висуваються до датчиків реєстрації частоти обертання і технологічних параметрів.

Вважаючи вищесказане актуальним, проведено аналіз похибок традиційних методів ДПФ/ШПФ для оцінки потужності пульсацій тиску палива за приводним плунжерним насосом через наявність допустимої нестаціонарності частоти обертання ротора ГТД на режимах роботи, що встановилися.

Основними завданнями дослідження були:

- аналіз частотного діапазону і значень величин амплітуд коливань частоти обертання приводного валу насоса на режимах роботи ГТД, що встановилися;

- аналіз впливу регламентної нестабільності підтримки частоти обертання ротора на встановлених режимах роботи ГТД на якість оцінки потужності пульсацій традиційними методами спектрального аналізу на базі ДПФ;

- аналіз застосування традиційних методів спектрального аналізу для оцінки потужності пульсацій тиску палива на виході приводних паливних насосів ГТД.

Для аналізу використовувався сигнал пульсацій тиску за плунжерним насосом з 9 плунжерами, що приводиться в обертання від ротора ГТД через коробку передач з передавальним відношенням 2,522 з номінальною частотою пульсацій робочого тіла в районі 750 Гц. Тахометричний сигнал регистрировался штатним датчиком частоти обертання ДТА-15. Пульсації тиску взмірювались датчиком АРТ-381 [4].

Сигнали тиску та частоти були вимірювані та оцифровані за допомогою програмно-апаратних засобів МІС-300 з частотою дискретизації 32 кГц.

Для отримання частотного розподілу пульсацій тиску використовувався як традиційний метод ДПФ, так і алгоритм синхронного спектрального аналізу (ССА), що складається з синхронізації вибірки вимірюваного сигналу з частотою обертання приводного валу насоса та оцінки спектра з усередненням по багатьох обертах з початком кожної вибірки в одному і томуж кутовому положенні ротора двигуна.

Нестабільність частоти обертання ротора ГТД, потужність від якого відбирається на привод насоса, на обраній ділянці режиму, що встановився, не перевищувала 0,1%. Спектральний аналіз частоти обертання ротора ГТД на даній ділянці встановив, що коливання частоти обертання з рівнем відхилення до 01% охоплює частотний діапазон, не менший 10 Гц.

Аналіз отриманих результатів визначив, що розтікання спектра через коливання частоти обертання, що не перевищують 0,1% від середнього значення, призводить практично до 6-кратного (15 дБ) заниження амплітуди пульсацій тиску за насосом, що визначається методами традиційного спектрального аналізу з урахуванням ДПФ.

Проведений аналіз також свідчить, що навіть на усталених режимах роботи ГТД застосування традиційних методів частотного аналізу сигналу, оцифрованого з постійним кроком дискретизації за часом, дає суттєві помилки в оцінці амплітуди пульсацій тиску за паливним насосом.

Список використаних джерел

1. Main Principles and Limitations of Current Order Tracking Methods Anders Brandt, Axiom EduTech AB, Täby, Sweden Thomas Lagö, Axiom EduTech Inc., Alpine, Utah Kjell Ahlin, Blekinge Institute of Technology, Karlskrona, Sweden Jiri Tuma, Ostrava-Poruba, The Czech Republic. SOUND AND VIBRATION/MARCH 2005

2. Potter, R., Gribbler, K., "Computed Order Tracking Methods Obsoletes Older Methods," Proc. SAE Noise & Vibration Conference, Traverse City, MI, 1989.

3. ANALYSIS OF COMPUTED ORDER TRACKING. Mechanical Systems and Signal Processing, Volume 11, Issue 2, March 1997, Pages 187-205

4. Буряченко, А.Г., Антонец, В.А., Требования к датчикам давления, интегрируемым в измерительные каналы бортовых ЭСУ. – Вестник двигателестроения, №2, 2010.

УДК: 62-791.2

С.А. Борзов,
ДП «Івченко-Прогрес»
С.В. Лозня, канд. техн. наук
ООО «Котріс» Україна
Е.П. Ясиніцкий, канд. техн. наук
Національний авіаційний університет

АПРОБАЦІЯ МЕТОДІВ СИНХРОННОГО АНАЛІЗУ СИГНАЛІВ ПУЛЬСАЦІЙ ТИСКУ ПАЛИВА ПРИ НЕСТАБІЛЬНИХ ВЕЛИЧИНАХ ОБЕРТАННЯ ВАЛУ ПАЛИВНОГО НАСОСА

Сигнали валів механізмів, що обертаються, при нестаціонарній (за часом) частоті обертання стають стаціонарними при їх аналізі в області кута повороту валу. Величини пульсацій, виміряні в моменти часу рівномірно розподілені по куту повороту валу і є синхронними сигналами. Для їх аналізу правомірно використовувати

стандартні методи спектрального аналізу, наприклад – ШПФ (швидке перетворення Фур'є). Ключовими моментами у такому алгоритмі синхронної обробки синалів є те, як розрахувати моменти часу на рівних кутових переміщеннях ротора [1].

Інтерполяція частоти обертання

Вимірювання частоти обертання засноване на взаємодії наведених в датчику індукційних струмів з обертовим магнітним полем, що їх викликало [2]. Останнє створюється шестернею-індуктором ротора газотурбінного двигуна. Електричний сигнал датчика перетворюється на частоту обертання ротора газотурбінного двигуна згідно з виразом

$n = 60\ (F / z) \times k$, об/мин,

де – частота сигналу датчика частоти обертання ротора, Гц; k – передавальне відношення приводу шестерні-індуктора,z – передавальне відношення приводу шестерні-індуктора.

У проведених дослідженнях реальний інтервал формування вимірюваного значення частоти становив 50 мс. Таким чином, фактичні значення частоти обертання ротора двигуна визначаються з періодичністю 20 разів на секунду.

За вказаний період вимірювання частоти обертання при частоті пульсацій тиску за насосом близько 760 Гц встигало пройти 0,05 *760 Гц = 38 циклів пульсацій. Для оцінки моментів часу рівних кутових обертання ротора, необхідна передискретизація сигналу з підвищеною частотою опитування, тобто, іінтерполяція значень частоти в проміжках часу між опитуваннями. Прийнятним припущенням є сталість кутового прискорення ротора між фактично виміряними значеннями частоти обертання, що забезпечує монотонне зміни частоти обертання між опитуваннями [3]. Реалізація такого підходу здійснюється лінійною інтерполяцією значень частоти обертання між фактичними значеннями.

Вибір частоти передискретизації

Для підвищення якості синхронного аналізу та відношення сигнал/шум попередньо виміряні значення частоти обертання піддаються передискретизації на підвищеній частоті. Вибір частоти передискретизації визначається потребами наступного синхронного аналізу сигналів і ґрунтується на таких міркуваннях:

- необхідна частота дискретизації сигналу при синхронному аналізі повинна як мінімум в чотири рази перевищувати частоту найвищого порядку, що цікавить [4].

- розтікання спектра можна усунути вибором інтервалу даних, що відповідає цілій кількості обертів. Передискретизація даних з підвищеними частотами дозволяє аналізувати вибірки даних, які ближчі до цілого числа обертів, ніж це було можливо за більш низьких частот дискретизації [5].

Оцінка моментів часу рівних кутових зміщень ротора

У роботі використовувався метод оцінки залежності кутового зміщення ротора від часу шляхом інтегрування миттєвої частоти обертання ротора. Алгоритм апроксимації моментів часу рівних кутових зміщень ротора, що припускає постійне кутове прискорення у межах двох послідовних вимірювань частоти обертання, реалізовано у середодвищі програмування LabView.

Зміна частоти обертання на 10-секундній ділянці даних, що оброблялись, та відповідна їй смуга частот сигналу пульсаций не перевищували 1,0%. Порівняння результатів спектрального аналізу області частот в околиці основної гармоніки пульсацій тиску за паливним насосом прямим методом ШПФ та синхронним аналізом у момент включення подачі палива в колектор представлено на рисунку 1. Застосування розробленого алгоритму дозволило зменшити смугу частот сигналу пульсаций до 0,05%, тобто у 20 разів.

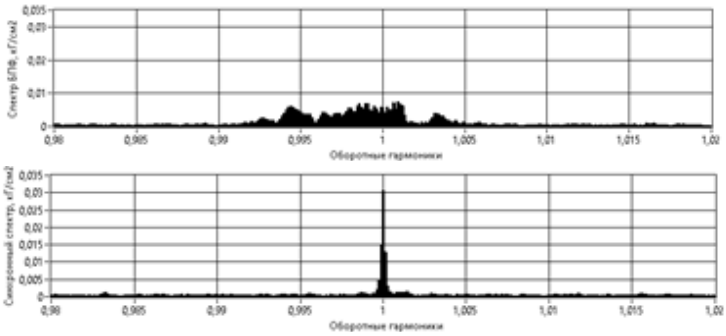


Рисунок 1 – Частотний спектр ШПФ та синхронний спектр ділянки пульсацій тиску при зміні продуктивності насоса

Отримані результати засвідчили, що синхронний аналіз вибірки даних тривалістю 10 с при збільшенні продуктивності насоса дає підвищення амплітуди плунжерної гармоніки пульсацій тиску в 4,2 разів (на 12 дБ), що відповідає відносній амплітуді від середнього значення тиску 0,15% в порвнянні з 0,04% при прямому застосуванні спектральної обробки ШПФ.

Висновки

1. Коливання частоти приводу насоса до 1% призводять до 4-кратного заниження амплітуди сигналу при застосуванні методів частотного аналізу Фур'є.

2. Розроблений метод синхронного аналізу дозволяє знизити смугу пропускання основної гармоніки пульсацій тиску до 20 разів із відповідним підвищенням якості оцінки амплітуди пульсацій.

Список використаних джерел

1. Petrovsky A. Digital Order Tracking Analysis for Rotating Machinery Monitoring. Theory and Implementation /Stankevich A., Omieljanowicz M.DIAGNOSTYKA' 4(48)/2008

2. Конспект лекций по курсу «Аппаратура и техника измерений» для специальности 131402 «Динамика и управление полетом ЛА», МАИ, 2007. https://studfile.net/preview/9400283/

3. Camerini V. Impact of pulse time uncertainty on synchronous average: Statistical analysis and relevance to rotating machinery diagnosis/ Coppotelli G., Bendisch S., Kiehn D. Mechanical Systems and Signal Processing 129 (2019) 308–336.

4. Wicks. Synchronous Sampling Sideband Orders from Helical Planetary Gear Sets. Thesis of MASTER OF SCIENCE in Mechanical Engineering. August 3, 1998

5. Blough Jason R. and Brown David L. The Time Variant Discrete Fourier Transform as an Order Tracking Method Structural Dynamics Research Laboratory University of Cincinnati Håvard Vold Vold Solutions. 1997

УДК 532.513.1

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

ВПЛИВ МАТЕРІАЛІВ НА РЕГУЛЮВАННЯ ТЕМПЕРАТУРНОГО РЕЖИМУ ТЕПЛИЧНОГО ОБ'ЄКТУ

При конструюванні тепличних об'єктів малого господарства використовуються різні органи керування, основними з яких є гідро- та пневмоприводи. Дані елементи впливають на зміну та підтримку мікроклімату в середині теплиці. Найпростішим органом керування мікроклімату є поворотна пневматична заслінка. За рахунок зміни кута повороту заслінки можна впливати на температурний режим. Також на температурний режим замкнутого об'єму впливає матеріал з якого виготовлена сама теплиця [1]. Тобто, низькі показники теплопровідності матеріалу призводять до зниження температури в середині теплиці в холодний період та її збільшенням у теплий період. Тому для підтримання оптимальних умов для вирощування рослин потрібно постійно підтримувати сталу температуру, що призводить до частішого відкриття та закриття поворотної заслінки [3,4].

У таблиці 1 наведено результати порівняння різних типів матеріалу для виготовлення тепличного об'єкту[6].

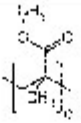
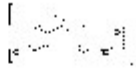
Кількість тепла, яка передається через стінку, прямо пропорційна різниці температур теплої та холодної сторін стінки теплиці, площі стінки та часу і обернено пропорційна товщині стінки [5]. Дана залежність наведена нижче (1):

$$Q=\lambda (t_w1-t_w2)/\delta F\tau \quad (1)$$

Проаналізувавши отримані результати, можна зробити висновок, що найбільш підходящим матеріалом для виготовлення теплиці є полікарбонат. Результати проведеного дослідження будуть враховані у моделюванні термодинамічних процесів тепличного об'єкту [2].

Отже, полікарбонат є міцним та довговічним матеріалом для скління теплиці.

Таблиця 1. Порівняльна характеристика матеріалів для скління теплиць

Показники характеристики матеріалу	Скло (6мм)	Стільниковий полікарбонат (6 мм)	Плівка (180 мікрон)
Структурна формула			
Ударна стійкість, Дж	0,05 Дж	2,1 Дж	Дуже низька
Строк служби	До 50 років	Не менше 10 років	5 лет
Вага, кг / кв. м	10	1,3	0,19
Ступінь прозорості,%	89-92	86	89-93 (Одинарний поліетилен) 79-87 (Подвійний поліетилен)
Теплоізоляція, Вт / м2 х °С	185	8	4 000
Коефіцієнт теплопередачі, Вт / м2 х °С	5,8	3,7	3,6
Теплопровідність, Вт / м2 х °С	0,72-0,9	0,14	—
Діапазон температури застосування	-70 +250	-45 +120	-40 +90
Хімічна стійкість	Висока	Середня	Низька
Наявність ефекту «лінзи»	Є	Немає	Немає
Зручність у будівництві, умови монтажу	Вимагає обережності, трудомістка обробка	Легкий у різанні і вирубці, свердлінні й штампуванні	Має особливості

Список використаних джерел

1. Крамарець, Г.Г. Основи тепличного господарства. – 2006. С. 7–37.

2. Гіль, Л.С., Пашковський, А.І. Сучасні технології овочівництва закритого і відкритого ґрунту. 2008. С. 27–36.

3. Алиев, Э.А. Выращивание овощей в гидропонных теплицах. – К.: Урожай, 1985. – 160 с.

4. Лебл, Д.О. Проблемы регулирования микроклимата в условиях овощеводства защищенного грунта // Биологические основы промышленной технологии овощеводства открытого и закрытого грунта. – М.: ТСХА, 1982. – С. 43–49.

5. Юдаєв, Б.Н. Теплопередача. Підручник для вузів. – М.: Вища школа, 1973. – С. 5–7.

6. Plastic Nets in Agriculture: A General Review of Types and Applications, Castellano, Giovanni Russo, G. Scarascia-Mugnozza, 2008.

УДК 621.431.75

А.А. Дулєпов,
Є.В. Глобін,
К.В. Балалаєва, д-р техн. наук, професор
Національний авіаційний університет

МОДЕЛЮВАННЯ ТЕЧІЇ В СТУПЕНІ ОСЬОВОГО КОМПРЕСОРА ROTOR 37

Розробка сучасних авіаційних двигунів вимагає підходу щодо удосконалення параметрів та характеристик всіх складових елементів, вузлів, агрегатів, в тому числі і компресора. Для прискорення отримання результатів щодо дослідження параметрів та характеристик вузлів авіаційних двигунів на перших етапах роботи використовують метод чисельного експерименту.

Ступінь трансзвукового осьового компресора NASA Rotor 37 широко використовується в світовій спільноті двигунобудівників для тестування алгоритмів розрахунку течії методами обчислювальної аеродинаміки (CFD), тестуванню моделей турбулентної в'язкості, топології розрахункової сітки і схеми вирішення рівнянь Нав'є–Стокса та ін.

Мета роботи – провести тестову задачу моделювання течії в ступені осьового компресора Rotor 37.

Тривимірну модель ступеня осьового компресора Rotor 37 показано на рисунку 1.

Ступінь осьового компресора складається з робочого колеса і має 36 лопаток. Моделювання течії проведено при частоті обертання 17188,7 об/хв., витрата повітря на вході 20,82 кг/с [1].

Для моделювання течії в ступені компресора попередньо збудовано неструктуровану сітку (рисунок 2) моделі, розміром 909720 елементів. Для розрахунку було застосовано умову періодичності, підхід замороженого ротора та модель турбулентної в'язкості k-ε, яка замикала розв'язання осереднених за часом рівнянь Нав'є–Стокса (RANS).

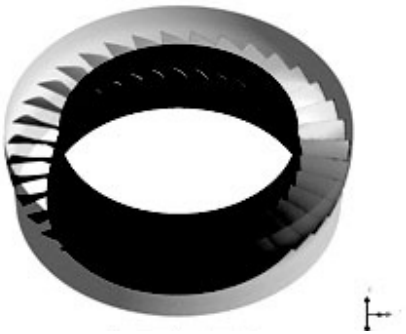


Рисунок 1 – Робоче колесо осьового компресора Rotor 37

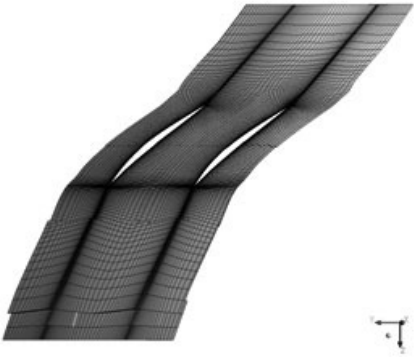


Рисунок 2 – Розрахункова сітка робочого колеса Rotor 37 на 50% висоти лопаткового вінця

Результати моделювання течії наведено в таблиці 1. Вони свідчать про достатньо велику різницю: від 2,9% до 16,3% по відношенню до експериментальних даних щодо загального ступеня підвищення тиску та від 0,34% до 2% щодо адіабатичного коефіцієнту корисної дії. Дане явище може бути пов'язане одночасно з недосконалостями обраної моделі турбулентної в'язкості.

Таблиця 1 – Результати моделювання течії

Параметр	Експериментальні дані [2]	Результати моделювання
Загальний ступінь підвищення тиску	1,785; 1,917; 2,056; 2,157; 2,196.	1,837
Адіабатичний коефіцієнт корисної дії	0,842; 0,862; 0,876; 0,876; 0,852.	0,859

На рисунку 3 наведено розподілу відносного числа Маха на 50% висоти лопатки при n=100%.

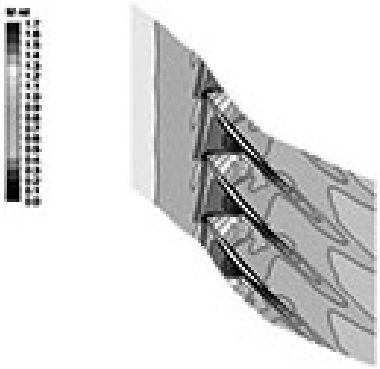


Рисунок 3 – Аеродинамічна характеристика розподілу відносного числа Маха на 50% висоти лопатки

Дані чисельного моделювання свідчать про присутність областей зі зниженими значеннями швидкості за вихідною кромкою лопаток, що відображають аеродинамічні сліди через наявний примежовий шар на поверхні лопатки та його негативний вплив.

В результаті проведеного дослідження течії було отримано значення ступеня підвищення тиску і адіабатичного коефіцієнту корисної дії ступеня осьового компресора Rotor 37. Результати проведеної тестової задачі показали, що застосування моделі турбулентної в'язкості k-ε під час розв'язання осереднених за часом рівнянь Нав'є–Стокса (RANS) при розрахунку мають досить велику похибку. Подальшим кроком даної роботи буде тестування інших моделей турбулентної в'язкості при замиканні системи Навє–Стокса для моделювання течії ступені осьового компресора Rotor 37.

Список використаних джерел

1.Boretti, Alberto. Experimental and Computational Analysis of a Transonic Compressor Rotor. (2010).

2. Moore R. D., Reid L. Performance of Single-Stage Axial-Flow Transonic Compressor With Rotor and Stator Aspect Ratios of 1.19 and 1.26, Respectively, and With Design Pressure Ratio of 2,05. NASA Technical Paper 1659 (1980)

УДК 621.694.2:629.3.082.3(043.3)

М.П. Андрїшин, канд. техн. наук,
К.І. Капітанчук, канд. техн. наук,
В.В. Отрощенко, магістр,
М.О. Пікуль, магістр
Національний авіаційний університет

ДОСЛІДЖЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ РОБОТИ МАГІСТРАЛЬНОГО ГАЗОПРОВОДУ В ЗАЛЕЖНОСТІ ВІД ЙОГО ПРОДУКТИВНОСТІ ТА ЗУПИНКИ ЛІНІЙНИХ КОМПРЕСОРНИХ СТАНЦІЙ

З метою подальшої інтеграції ринків природного газу до законодавства Європейського Союзу [1] та досягнення високого рівня безпеки й ефективності його постачання, розглядаються наступні заходи з реорганізації газотранспортної системи України (ГТС):

- тісна співпраця на договірній основі з суміжними операторами прикордонних газотранспортних систем [2];

- облік обсягів природного газу в одиницях енергії в процесі його транспортування та розподілу [3];

- перенесення точок прийому природного газу на східний кордон України;

- налагодження ефективної взаємодії з оператором газосховищ України з метою ефективного балансування та управління ГТС;

- будівництво відповідних газопроводів-перемичок;

- проведення реконструкцій та інших робіт направлених на збереження або підвищення гнучкості та надійності роботи ГТС, а також рівня її інтегрованості.

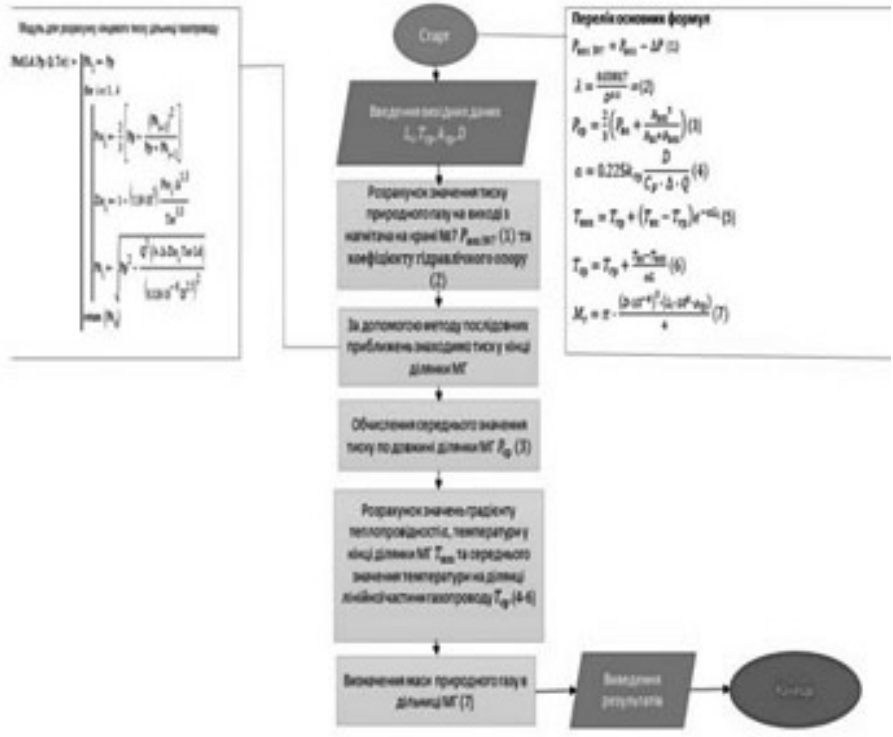


Рисунок 1 – Алгоритм гідравлічного розрахунку лінійної частини ділянки магістрального газопровода

Метою даних заходів є підвищення ефективності та конкурентоздатності ГТС України в процесі транспорту та розподілу природного газу як внутрішнім так і зарубіжним споживачам.

З метою оцінки роботи магістрального газопроводу [4] в нових умовах його експлуатації розроблено алгоритм розрахунку режимів сумісної його роботи лінійних компресорних станцій та дільниць газопроводу. Для виконання цього завдання було створено алгоритм гідравлічного розрахунку, який зображено на рисунку 1.

Запропонований алгоритм дозволяє оцінити ефективність роботи магістрального газопроводу в залежності від його продуктивності, вибирати необхідну кількість лінійних компресорних станцій, газоперекачувальних агрегатів та досліджувати вплив зупинки окремої компресорної станції або газоперекачувального агрегату на продуктивність газопроводу [5] .

На основі проведених розрахунків при заданій продуктивності на початку магістрального газопроводу встановлено його добову продуктивність в кінці газопроводу, енергію паливного газу по вищій та нищій теплоті згоряння для забезпечення необхідної продуктивності, необхідну питому енергію паливного газу для перекачування одиниці енергії по магістральному газопроводі та ефективність його роботи і необхідну кількість природного газу в газопроводі для забезпечення заданої його продуктивності.

Визначено коефіцієнт корисної дії газоперекачувальних агрегатів по вищій та нищій теплоті згоряння. Встановлено, що в процесі послідовних відключень лінійних компресорних станцій, найбільший вплив на зміну продуктивності впливають зупинки компресорних станцій на початку газопроводу.

Зроблено висновок, що чим більш віддалена зупинка компресорної станції від початку газопроводу, тим менший її вплив на зміну продуктивності.

Необхідний обсяг природного газу в магістральному газопроводі для того щоб забезпечити задану продуктивність при цьому значно менший базового варіанту. При зупинці віддалених від початку газопроводу компресорних станцій обсяг газу в трубопроводі асимптотично наближається до базового варіанту.

Список використаних джерел

1. Про запровадження 5-го пакету санкцій у відношенні РФ у зв'язку зі збройною агресією проти України (офіційний сайт комітету ЄС. URL: https://www.consilium.europa.eu/en/press/press-releases/2022/04/08/eu-adopts-fifth-round-of-sanctions-against-russia-over-its-military-aggression-against-ukraine/);

2. Про ринок природного газу : Закон України від 09.04.2015 р. № 329-VIII : станом на 19 серп. 2022 р. URL: https://zakon.rada.gov. ua/laws/show/329-19#Text

3. Про внесення змін до деяких законів України щодо запровадження на ринку природного газу обліку та розрахунків за обсягом газу в одиницях енергії : Закон України від 02.11.2021 р. № 1850-IX : станом на 27 лип. 2022 р. URL: https://zakon.rada.gov.ua/ laws/show/1850-20#Text (дата звернення: 07.10.2022).

4. Нагнітачі природного газу: підручник / М.С. Кулик, К.І. Капітанчук, М.П. Андріїшин. – К.: НАУ, 2022. – 228 с. URL: https: // er.nau.edu.ua/handle/NAU/55906

5. A study of the energy balance of main gas pipeline operating modes on its efficiency / Andriyishyn M P., Kapitanchuk K. I., Pikul M. O., Otroshchenko V. V. // Engines and Power Installations: Safety in Aviation And Space Technologies: The Seventh World Congress. «Aviation in the XXI-st Century». September 28–30, 2022. – Kyiv.: NAU. – 2022. – v.1. – C. 1.4.21 – 1.4.26.

УДК 621.431.75

А.А. Ковтун,
К.В. Балалаєва, д-р техн. наук, професор
Національний авіаційний університет

ВПЛИВ АЕРОДИНАМІЧНОГО ВДОСКОНАЛЕННЯ КОМПРЕСОРІВ НА ЕФЕКТИВНІСТЬ АВІАЦІЙНИХ ГАЗОТУРБІННИХ ДВИГУНІВ

Сучасні авіаційні газотурбінні двигуни мають високий ступінь досконалості. Технічний прогрес, розвиток чисельного моделювання, розвиток нових методів виготовлення вузлів та деталей, розвиток композиційних матеріалів – все це обумовило високу ефективність

авіаційних газотурбінних двигунів і робить авіаційний транспорт комфортним та безпечним [1].

Ефективність силової установки літального апарата визначають багато факторів. Одним із цих факторів є аеродинамічна досконалість компресорів та вентиляторів. Від аеродинаміки потоку у компресорі залежить ефективність компрессора, частково – робота камери згоряння та турбіни [1].

Коефіцієнт корисної дії компресора залежить від геометричної досконалості лопаток робочих колес та напрямних апаратів. З метою підвищення коефіцієнту корисної дії компресора дослідники прискіпливо вивчають механізми гідравлічних втрат в лопаткових вінцях. Основними методами дослідження є чисельний експеримент і фізичний експеримент (на заключних етапах дослідження). Точність чисельного експерименту, багато в чому, допомає покращити процес дослідження щодо підвищення коефіцієнта корисної дії компресорів. В роботі [2] надано загальний огляд щодо методів чисельного експерименту для лопаткових машин газотурбінних двигунів.

Багато досліджень присвячено аеродинамічному вдосконаленню компресорів і вентиляторів авіаційних двигунів за допомогою методів керування примежовим шаром. Серед таких методів слід відмітити, пасивний метод керування примежовим шаром і активний метод керування примежовим шаром. Прикладом застосування пасивного методу керування примежовим шаром у компресорі є дворядні напрямні апарати або дворядні спрямні апарати [3, 4]. Також, до пасивних методів слід віднести надроторні пристрої у компресорі [5]. Щодо активних методів керування примежовим шаром, то тут слід відмітити метод вдування та відсмоктування примежового шару на лопатках ротора або статора, але цей метод потребує додаткового підводу енергії [6].

Надзвичайно варто відмітити таку технологію покращення аеродинамічних характеристик компресорів і вентиляторів, як морфний (адаптивний) вентилятор. Технологія тільки розвивається, але має великі перспективи. Лопатки вентилятора зможуть підстраюватися під потік, що значно покращить їх аеродинаміку, а це, звісно, позитивно вплине на ефективність авіаційного газотурбінного двигуна в цілому [7].

Список використаних джерел

1.Cumpsty, Nicholas, and Andrew Heyes. Jet propulsion. Cambridge University Press, 2015.

2.Pinto, Runa Nivea, et al. "Computational fluid dynamics in turbomachinery: a review of state of the art." Archives of Computational Methods in Engineering 24.3 (2017): 467-479.

3. McGlumphy, Jonathan, et al. "3D numerical investigation of tandem airfoils for a core compressor rotor." (2010): 031009.

4. Schlaps, R. C., S. Shahpar, and V. Gümmer. "Automatic three-dimensional optimisation of a modern tandem compressor vane." Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air. Vol. 45615. American Society of Mechanical Engineers, 2014.

5.Weichert, Stephanie, Ivor Day, and Chris Freeman. "Self-regulating casing treatment for axial compressor stability enhancement." Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air. Vol. 54679. 2011.

6. Lee, N. K. W., and E. M. Greitzer. "Effects of endwall suction and blowing on compressor stability enhancement." (1990): 133-144.

7. Calkins, Frederick T., and James H. Mabe. "Shape memory alloy based morphing aerostructures." (2010): 111012.

УДК. 621.7

К.О. Корінєвський,
О.П. Ящук
Національний авіаційний університет

ВИКОРИСТАННЯ АДИТИВНИХ ТЕХНОЛОГІЙ ПРИ ВИГОТОВЛЕННІ ДЕТАЛЕЙ АВІАКОСМІЧНОЇ ТЕХНІКИ

В контексті сучасного становища України та її промисловості, українські підприємства повинні відновлювати свої виробничі потужності та покращувати якість своїх товарів.

Одним з ключів до цього можуть слугувати адитивні технології, які можуть забезпечити вироблення деталей з широкого спектру матеріалів, дозволити виробляти деталі складної форми, і, найголовніше, зменшити довжину ланцюгів виробництва.

Адитивні технології, це технології, які дозволяють виробляти деталь за допомогою пошарового нарощування об'єктів. В контексті авіаційної промисловості, найбільшу популярність одержали технології селективного лазерного спікання (Selective laser sintering(SLS)) та спікання за допомогою електронного променя (Electron-beam additive manufacturing(EBAM)). Також є ще декілька методів виготовлення, таких як SLM (Selective laser melting), яке подібне до EBAM, але замість пучка електронів використовує лазер, DMLS, яке схоже за технологією на SLS, але оптимізована саме під металічні порошки.

Суть цих технологій полягає в пошаровому нанесенні малодисперсного порошку і спікання та спіканні його за допомогою променевого нагрівача. Різниця цих двох технологій в тому, що SLS виконується при атмосферному тиску і дозволяє виготовляти деталі з поширених порошкоподібних матеріалів, включаючи нейлон, кераміки, сталі, титан та інших. Основним його недоліком є небезпека потрапляння сторонніх домішок в кінцевий виріб, поява оксидів та неповний розплав порошку, який дещо знижує механічні властивості деталі.

Однак цей спосіб підходить для виготовлення деталей, які не зазнають відносно значних внутрішніх напружень, вимагають великої точності виготовлення та мають складний цикл виробництва. Наприклад, до таких деталей можна віднести корпуси насосів паливної автоматики ТРД, які мають велику кількість каналів, порожнин і мають надскладну форму.

Найбільша перевага цього методу полягає в наступному:

- можливості побудувати єдину комп'ютерну модель деталі, яка з достатньою точністю буде перенесена в метал, тобто, виключається необхідність будувати проміжні кресленики для виконання різних складних технологічних процесів, будь то фрезерування чи лиття;
- виключенні з технологічного процесу етапу створення форм для відливки деталей.

Тобто, цей метод виготовлення дозволяє швидко вносити поправки в конструкцію вихідного товару чи прототипу.

Уніфікація виробничого обладнання, яке дозволяє виготовляти цілий спектр деталей різної форми, розміру, з різних матеріалів і будь якоого призначення.

При цьому шорсткість поверхонь кінцевої деталі буде меншою за шорсткість деталі, виготовленої за допомогою лиття, а механічні характеристики – відповідно – рівні, або вище

Технологія EBAM відрізняється від вищеназваної технології SLS у використання електронного проміння замість лазерного та виконання процесу виготовлення у вакуумі, що дозволяє виготовляти деталі з сплавів високої чистоти та використовувати тугоплавкі матеріали.

Крім того, на відміну від SLS при виготовленні деталі за допомогою цього принципу гранули порошку розплавляються повністю, що збільшує механічні властивості матеріалу.

Цей спосіб набув широкого використання у виготовленні робочих лопаток та дисків осьових компресорів ТРД.

Іншою корисною особливістю цього методу виготовлення є можливість вироблення необслугованих механізмів цілком в зборі, що дозволяє зменшити кількість використаних деталей, час на їх виготовлення та, найголовніше, збільшити надійність деталей шляхом усунення максимальної кількості роз'ємних з'єднань. Прикладом виготовлення подібних складних деталей можуть бути гідроклапани, форсунки (особливо, двоконтурні, які мають складну конструкцію і важкі у виготовленні іншими методами).

Особливо слідує відмітити те, що на відміну від механічної обробки, адитивні технології не вимагають транспортування заготовок складної форми, а кількість промислових відходів зменшено до мінімуму через можливість повторного використання невикористаних матеріалів.

Список використаних джерел

1. A. Vevers, A. Kromanis, E. Gerins, J. Ozolins. Additive Manufacturing and Casting Technology Comparison: Mechanical Properties, Productivity and Cost Benchmark Latvian Journal of Physics and Technical Sciences. 2018. Volume 55. C. 56-63.

2. The Blade Runners: This Factory Is 3D Printing Turbine Parts For The World's Largest Jet Engine

URL: https://www.ge.com/news/reports/future-manufacturing-take-look-inside-factory-3d-printing-jet-engine-parts (дата звернення: 30.11.2022).

3. Types of Additive Manufacturing URL: https://www.appliedengineering.com/blog/2021/1/22/7-types-of-additive-manufacturing (дата звернення: 30.11.2022).

УДК 630*377.4:531.6

Ю.Р. Луста
Національний лісотехнічний університет України

СИСТИМАТИЗАЦІЯ ТА АНАЛІЗ РИЗИКІВ У ПРОЦЕСІ ВИКОРИСТАННЯ НАВІСНОГО ОБЛАДНАННЯ З ГІДРАВЛІЧНИМ ПРИВОДОМ

В процесі використання гідравлічного обладнання виникає додаткове навантаження, що діє на машину та може призвести до перекидання чи бокового сковзання. Для безпечної експлуатації необхідно визначити величину сил, що виникають в процесі експлуатації та визначити їх вплив на стійкість машини. Щоб визначити найбільш небезпечні випадки втрати стійкості слід проаналізувати робочі процеси, що виконує обладнання. На основі цього можна встановити операції під час яких, навантаження від роботи обладнання є значними. На основі цього аналізу в подальшому можливе створення розширеної математичної моделі машини для конкретних експлуатаційних випадків методами, започаткованими в [1]. Це важливо для зменшення негативного впливу на стійкість, що дозволить оптимізувати технологічні операції та безпеку під час роботи.

Для аналізу було вибрано харвестер з гідравлічним обладнанням у вигляді багатофункціонального маніпулятора. Довжина стріли є значною, вага стовбурів може сягати більше 10 т. Також великий перепад висоти рельєфу, великий ухил місцевості, мала тримна здатність ґрунту значною мірою впливають на стійкість харвестера.

Проаналізувавши процеси, що виконує харвестер з використанням гідравлічного обладнання, зафіксовано такі критичні моменти упродовж його роботи:

1. Натяг стріли маніпулятора харвестеру – харвестер обхоплює маніпулятором деревину та за допомогою роботи гідроциліндрів накопичує зусилля в підвісці (це необхідно, щоб упродовж відрізання деревини пила змогла вільно рухатися). У цей момент може відбутися зміщення центру ваги харвестора

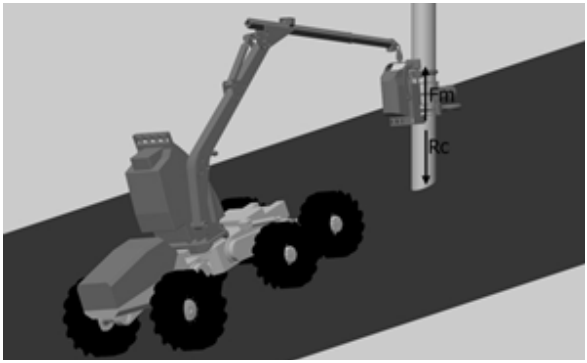


Рисунок 1 – Натяг стріли: Fm – сила натягу маніпулятора, Rc – реакція стовбура.

У момент відокремлення деревини від пня сила, що накопичена в підвісці імпульсно вивільнюється. Їй протидіє сила ваги стовбуру. За великої сили натягу є ймовірність великого впливу на рух харвестера, що може призвести до перевертання або скочування.

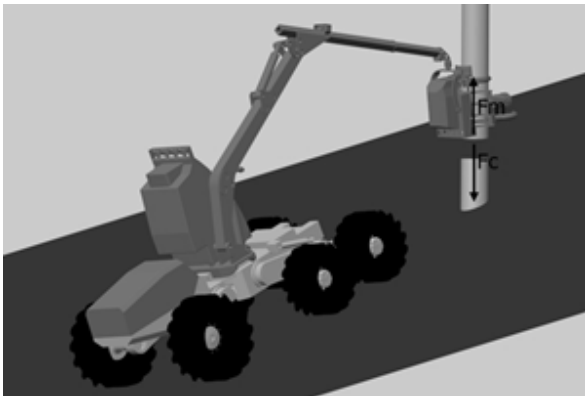


*Рисунок 2 – Відокремлення деревини: Fm –сила натягу маніпулятора (накопичена в ресорах), Fc – сила ваги стовбура, Fc = mc*g.*

Повертання головки зі стовбуром в горизонтальне положення – Утворення моменту від ваги деревини упродовж повороту. Може призвести до втрати стійкості в боковому напрямку.

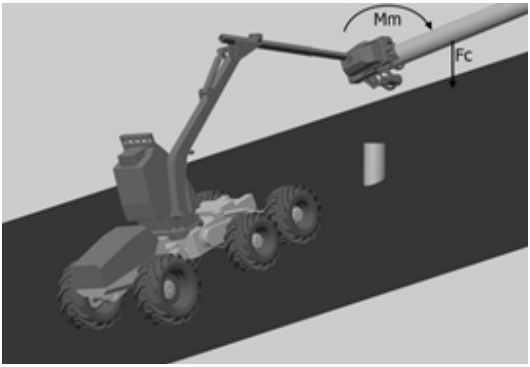


*Рисунок 3 – Повертання головки із стовбуром: Mm – Момент повороту стовбура, Fc – сила ваги стовбура, Fc = mc*g.*

Розгін та гальмування стовбура під час зрізування гілок – для ефективного зрізування гілок слід надати стовбуру достатньої швидкості, яка може сягати 40 м/хв, що створює момент в горизонтальному напрямку, дане навантаження може призвести до сковзання харвестера.

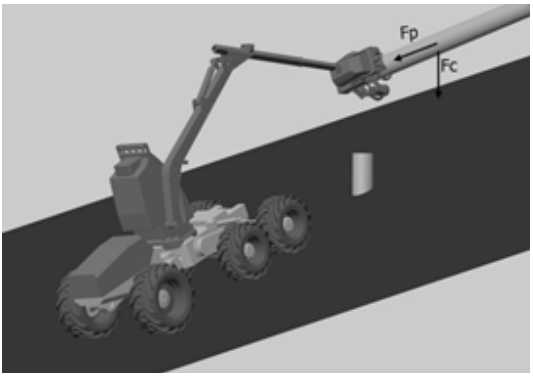


*Рисунок 4 – Протягування стовбура (зрізування гілок): Fp – сила протягування Fp = Mk*K/rk; Mk – крутний момент коліс, що затискають стовбур rk – радіус коліс, що затискають стовбур.*

K – коефіцієнт проковзування (*1* – відсутність проковзування), F_c – сила ваги стовбура, F_c = mc*g.

Розрізання на сортимент – розділення на частини необхідного розміру. Під час відділення частини деревини виникає імпульсний поштовх, який направлений догори.

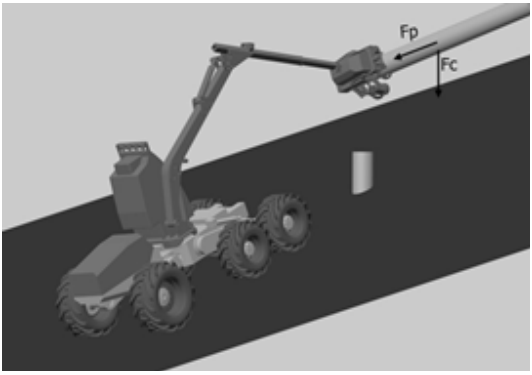


*Рисунок 5 – Розрізання на сортаменти: Fc – сила від ваги стовбура, Fc = mc*g, Δ Fc – сила ваги відрізаного сортименту.*

Висновки

В результаті аналізу охарактеризовано 5 найбільш небезпечних ситуацій та відповідні діючі активні сили, що виникають в описаних станах. На етапі аналізу можливо визначити які з зазначених випадків є найбільш небезпечними: випадок 3 – величина стійкості в поперечному напрямку є найменшою, тому величина моменту може бути доволі невеликою для перекидання. Для випадку 4 – величина імпульсу від розгону та сповільнення дерева створює є великою через необхідну швидкість протягування. Також на етапі аналізу можна зауважити що величина моментів (найбільш небезпечних, залежить від віддалення робочого органу від харвестеру: можливим шляхом зменшення негативного впливу є регулювання розкладення стріли машини.

Список використаних джерел

1. Мачуга, О., Борис, М. & Луста, Ю. (2022). Методи визначення допустимого ухилу місцевості для безпечної експлуатації спеціалізованої техніки під дією нестаціонарного навантаження. Mechanics and Advanced Technologies, 6(2). https://doi.org/10.20535/2521-1943.2022.6.2.257604.

UDC 622.691.4.054

G. Nikitina,
L. Volianska,
V. Ратинський
National Aviation University

GAS FLOW IN THE GDS REDUCTION LINE UNDER CONDITIONS OF CHANGES IN THE CAPACITY OF THE STATION

During the reconstruction or overhaul of obsolete and physically worn-out of operating gas distribution station (GDS) problems associated with the structural complexity and high labour-intensiveness in the manufacture of stations arise, because station is set of installations and technical equipment, measuring and auxiliary systems for distributing gas and regulating its pressure.

One of the main characteristics of a gas distribution station is the design capacity. It establishes the maximum calculated volume of gas that can be delivered to consumers through the GDS under the design conditions specified when designing the station.

The efficiency of the GDS operation and its loading is usually estimated by the ratio of the actually achieved volume of gas supplies through the station over the past few years and the design throughput. Operating experience of existing stations shows that the actual load of certain GDS exceeds the design one.

At many gas distribution stations, the gas consumption in winter is higher than the gas consumption under the project. This is due to the fact that gas transportation companies do not have means to limit the connection of new consumers [1].

The problem of increasing the capacity of gas stations can be solved by identifying and involving in gas supply previously unused capacity reserves of stations without any restructuring. The second method involves the elimination of local problem areas in the GDS by means of technical rearmament -replacing individual nodes with new, more productive ones [2].

These methods are low-cost methods and they are associated with increasing the efficiency of equipment use, increasing the production capacity

of gas distribution stations that are operated with a high degree of actual loading and have restrictions on connecting new consumers.

The practical application of these approaches for existing gas distribution systems makes it possible to quickly remove restrictions on the connection of new consumers, increase the volume of gas sales on the domestic market, optimize capital investments in the reconstruction of gas distribution stations, and increase the loading of production capacities of the gas supply system.

The piping of the gas distribution station ensures the connection of the technological equipment of the gas distribution station. GDS gas reduction lines are pipelines of variable diameter and short length, equipped with shut-off and control devices connected to the inlet and outlet manifolds. Structurally, the reduction line consists of the following main elements (on the example of the GDS Vinnitsa): seamless steel pipes; conical adapters (5 units); ball valves; pipe-bends; valve-regulator; measuring, bypass, impulse lines of small diameter (Fig. 1)

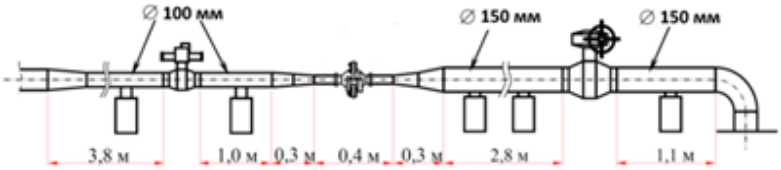


Fig.1. The gas reduction line of the gas distribution station

Regulator valves have a complex geometry of the channel, which is characterized by sharp changes in flow directions, effective cross-sectional area (narrowing, expansion of the channel), the shape of the flow part of the valve (for example, the transition from an annular gap to a cylindrical pipe). As a result, all existing designs of regulator valves are characterized by an unstable complex structure of the high-speed flow, which is characterized by a sharp change in direction, the presence of separations, vortices [3].

The structure of the flow in an expanding conical channel is determined mainly by the overall geometry of the channel (opening angle α; the ratio of the outlet and inlet areas n = A2/A1) and can be preliminarily determined from the diagram (Fig. 2).

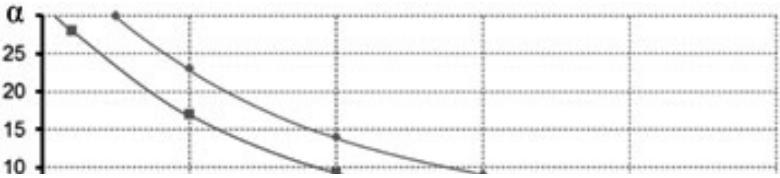


Fig. 2. Separation areas in diffusers

The formation of vortex zones, separation of the flow from the walls of the channels, pulsations in the gas flow under the influence of the geometry of the channel and changes in the flow speed reduce the stability of the flow and affect the distribution of pressure along the length of the channel.

In order to determine the possibility of operation of the gas distribution station in the conditions of forecast throughput, the operation of the pipeline was analyzed according to the new parameters of natural gas consumption. The hydraulic model is formed from the calculation scheme due to the identification of parameters according to the actual modes of operation of the gas pipeline. The coefficient of hydraulic resistance on the gas pipeline was taken as identification parameter of the hydraulic model [3].

Modeling of the gas flow in the reduction line after the pressure regulator valve was performed under the following initial and boundary conditions:

- the gas flow is isothermal, T = const, the gas temperature is close to the normal temperature, T = 0°C is taken;

– in the section of the gas pipeline, the diameter is constant along the length;

- gas parameters at the entrance to the gas pipeline: pressure P_1, density ρ (gas density under normal conditions: ρH = 0.73 kg/m3);

- the maximum possible gas flow speed in the pipe.

The sequence of gas flow modeling in the reduction line after the pressure regulator valve under the following boundary conditions:

The flow rate and gas pressure at the outlet are determined according to the design data on the flow capacity of the gas distribution station, gas consumption V = 6000 m^3/h, the actual pressure at the entrance to the gas pipeline P_1 = 0.5601 MPa, the diameter of the gas pipeline d = 150 mm and the known gas density.

For predicted gas flow V = 10000 m^3/h:

– the flow velocity and the final gas pressure were determined according to the actual inlet pressure P_1 = 0.5601 MPa, the available diameter d = 150 mm, the known gas density;

– the diameter of the gas pipeline and the pressure at the outlet of the gas pipeline are determined according to the actual pressure at the inlet to the gas pipeline P_1= 0,5601 MPa, known density;

– gas velocity and pressure at the outlet of the gas pipeline are determined based on the design pressure at the gas pipeline inlet P_1 = 0,600 MPa, known density, design diameter d = 168 mm;

– gas velocity and gas pressure at the exit from the gas pipeline are determined according to the specified pressure at the entrance to the gas pipeline P_1 = 0,500 MPa, the known density, the calculated diameter d = 168 mm;

– gas velocity and gas pressure at the exit from the gas pipeline are determined according to the specified pressure at the entrance to the gas pipeline P_1 = 0,400 MPa, known density, according to the calculated diameter d = 168 mm;

– the diameter of the gas pipeline and the pressure of the gas at the exit from the gas pipeline are determined the given pressure of the gas at the entrance to the gas pipeline P_1 = 0,300 MPa and known density,

In order to study velocity change calculations were carried out for different values of gas flow rate (for V: 4000 m^3/h; 6000 m^3/h; 8000 m^3/h; 10000 m^3/h; 12000 m^3/h) with a change in inlet pressure (for P_1: 0,300 MPa; 0,400 MPa; 0,500 MPa; 0,560 MPa; 0,600 MPa).

Table 1 shows the results of the simulation of the gas flow process in the existing GDS gas pipeline after the reduction valve with a diameter of 150 mm at the design pressure at the inlet (0,6 MPa).

A similar study (Table 2) was carried out for the flow in the gas pipeline with the calculated diameter, the value of which was obtained during modeling in the calculation (on the condition of increasing the flow capacity of the GDS from 6000 m3/h to 10000 m^3/h).

Thus, the calculation simulation was performed for the flow rate of 6000 m^3/h and 10000 m^3/h according to the existing parameters of the inlet pressure and diameter of the gas pipeline. The flow velocity under the given conditions is 15 m/s and 25 m/s, respectively. The calculated output pressure is 0,551 MPa and 0,535 MPa.

Table 1

Volume flow rate, m^3/h	4000	6000	8000	10000	12000
Mass flow rate, kg/s	0,81	1.19	1.62	1,99	2,43
P_1, MPa	0,600	0,600	0,600	0,600	0,600
ρ, kg/m^3	4,516	4,516	4,516	4,516	4,516
w, m/s	10,14	14,91	20,29	24,93	30,45

Table 2

Volume flow rate, m^3/h	4000	6000	8000	10000	12000	Gas density ρ, kg/m^3
Mass flow rate, kg/s	0,81	1.19	1.62	1,99	2,43	
Inlet pressure, P_1	Gas velocity w, m/s					
P_1 = 0,3 MPa	14,32	23,97	32,64	40,09	48,96	2.258
P_1 = 0,4 MPa	12,24	17,98	24,47	30,06	36,71	3,011
P_1 = 0,5 MPa	9,79	14,38	19,58	23,87	29,37	3,763
P_1 = 0,56 MPa	8,18	12,01	16,36	20,09	24,54	4,401
P_1 = 0,6 MPa	8,15	11,98	16,31	19,89	24,47	4,516

Taking into account the recommended value of the speed in high-pressure gas pipelines (25 m/s) and a possible decrease in the gas inlet pressure and, accordingly, an increase in speed, the diameter of the gas pipeline after the reduction valve should be increased.

To determine the diameter, simulation was performed for a predicted flow rate of 10,000 m^3/h. The calculated diameter under the given conditions is 168 mm.

Gas flow velocities in the gas pipeline d = 168 mm were calculated for the predicted flow rate and different gas inlet pressure values of 0,600 MPa, 0,500 MPa, 0,400 MPa, which are, respectively, 20 m/s, 24 m/cm, and 30 m/s. The calculated output pressure, respectively, is 0,584 MPa, 0,481MPa, 0,376 MPa. Under the given conditions, at a gas pressure at the entrance to the gas pipeline of 0,400 MPa, the flow rate will exceed the recommended one.

Ensuring the projected capacity of the station of 10000 m^3/h is possible with the installation of a 168 mm diameter pipeline in the reduction line after the pressure regulator.

Ensuring the permissible gas velocity in the gas pipeline of the given diameter (not higher than 25 m/s) is possible provided that the inlet pressure is in the range of 0,5 – 0,6 MPa.

References

1. Особливості впровадження уніфікованої інформаційцно-керуючої системи газорозподільних станцій на базі обладнання Simatic S7 та GPRS технології. Техніка і технології. Розвідка та розробка нафтових і газових ролдовищ. 2010. № 3(36): с.10–16.

2. Сучасні та інноваційні технології в безпеці газопостачання: моногр. / за заг. ред. В. С Сідака; Харків. нац. ун-т міськ. госп-ва ім. О.М. Бекетова. – Харків: ХНУМГ ім. О. М. Бекетова, 2015. – 433 с.

3. Кирчу, Ф.И., Мохаммади Пейман, Богданов, Н.Ю., Джалали Али / Численное моделирование отрывных течений и управление пограничным слоем в диффузорных каналах / Вісник Національного технічного університету України «Київський політехнічний інститут». Серія: Машинобудування. – 2015. – № 2. – С. 106–114.

УДК: 534.83:331.432.6:331.45

В.В. Фалько, канд. техн. наук
Сумський державний університет

ШЛЯХИ ЗНИЖЕННЯ ШКІДЛИВОЇ ДІЇ ШУМУ В НАФТОГАЗОВИДОБУВНІЙ ГАЛУЗІ

Сучасний розвиток техніки та технології є джерелом акустичних полів на підприємствах та селітебних територіях. Проблема захисту від шуму та шумового забруднення гостро стоїть для всіх сфер діяльності людини.

Шум є одним з найпоширенішим шкідливим виробничим фактором на підприємствах нафтогазовидобувної галузі. Операції буріння свердловин пов'язані з використанням різноманітних машини та механізмів, робота яких, в більшості випадків, зумовлює підвищені

рівня шуму та вібрацій на робочих місцях. Середній рівень шуму при бурінні нафтової або газової свердловини сягає 115–145 дБ. Робочі місця зі шкідливими умовами шуму становлять 60% від усіх робочих місць зі шкідливими умовами праці в нафтогазовидобувної галузі. Таким чином, захист від підвищеного рівня шуму, що утворюється на підприємствах нафтогазовидобувної галузі, є найбільш актуальним.

Шум погіршує самопочуття людини, знижує продуктивність праці на 10–15% та призводить до професійних захворювань.

Патологічні зміни, що виникли під впливом шуму, розглядають як «шумову хворобу». В даний час «шумова хвороба» характеризується медичною наукою комплексом симптомів, яким можна віднести зниження слухової чутливості, зміна функцій травлення, що виражається в зниженні кислотності, серцево-судинну недостатність, функціональний розлад центральної нервової системи. Шум, рівень якого високий у процесі буріння, при тривалому впливі на організм людини надавати на нього серйозний деструктивний вплив.

За оцінками стану захворюваності серед працівників основних професій галузі: бурильників, операторів підземного капітального ремонту свердловин, операторів з видобутку газу, нафти, машиністів захворювання ЛОР-органів займають третє місце після захворювань опорно-рухового апарату і периферичної нервової системи, хвороби системи кровообігу, і складають 17,7% відповідно. Нейросенсорна приглухуватість діагностується у 5,7% випадків серед захворювань ЛОР-органів [1].

Нейросенсорна приглухуватість діагностована у машиністів у 8,8%, бурильників в 5,2%, операторів підземного капітального ремонту свердловин у 5,8%, операторів з видобутку газу в 3,6% випадків [2, 3]. Аналіз цієї інформації відображає рівень впливу несприятливих факторів на здоров'я працівників нафтогазовидобувної промисловості.

Основними джерелами шуму на буровому майданчику є: роторний стіл, показник рівня звуку якого близько 115 дБ, бурова лебідка приблизно 96 дБ, вібросито 98 дБ. Джерелами шуму на буровому майданчику слугують смолоскипи та вентилятори, насоси, компресори, дізель-генераторна станція, нагрівачі, продувні трубопроводи обв'язки устя свердловини. Загальний рівень шуму на буровій установці, що працює на дизельному приводі ПС-80, перевищує на 30–40 дБ рівні

шуму при буріння свердловин турбінним способом, які становлять 75–83 дБ. При бурінні ротором шум становить близько 115 дБ, при спускопідйомних операціях до 105 дБ. У зв'язку з цим рівень шуму перевищує норми ДСН 3.3.6.037-99 на 13–31 дБ.

Для захисту людей від шкідливого впливу шуму при бурінні свердловин необхідно регламентувати його інтенсивність та інші характеристики, які визначають рівень шкідливостіди. Саме з цією метою здійснюється гігієнічне або санітарне нормування шуму. Гігієнічне нормування шуму базується на критеріях здоров'я і працездатності людей з оцінкою його впливу на увесь організм у процесі трудової діяльності (з урахуванням її напруженості і ваги).

Результати інструментальних вимірів шумового забруднення від існуючого типу обладнання наведено в таблиці 1.

Аналіз даних свідчить, що вдень на відстані 50 м від бурового обладнання рівень звуку становить 79 дБА, що на 18 дБА менше від звукового рівня безпосередньо на майданчику бурової. На відстані 100 м рівень звуку знизився на 29 дБА, на відстані 200 м, 300 м та 400 м – на 45 дБА, 52 дБА і 55 дБА відповідно. З подальшим збільшенням відстані від бурової установки на 500 м рівні звуку оцінювались постійними і дорівнювали фоновому шуму навколишнього середовища.

Для зменшення виробничого шуму в процесі буріння свердловин пропонуються наступні заходи: компресорну установку розміщувати в звукоізолюючому контейнері, що дасть змогу зменшити рівень шуму на 15 дБА; вихлопні колектори двигунів внутрішнього згорання облаштовувати глушниками, що дасть змогу знизити рівні шуму на 12 дБА. Наведені заходи дають змогу зниження професійних ризиків на бурових установках до допустимого рівня.

Для зменшення рівня акустичного впливу необхідно передбачити: глушник шуму конструкції, який встановлюється на викидний патрубок пневматичного бурового ключа АБК; клапани-розрядники системи пневмоуправління буровою лебідкою поміщені у звукоізолюючі кожухи; обладнати глушниками вікна вентиляційної системи, що виходять на головний майданчик; обладнати насадками-глушниками викиди з двигунів внутрішнього згорання. Для зниження впливу шуму робочих місцях бурового майстра, бурильника, помічника бурильника передбачається використання протишумових захисних

Таблиця 1 – Рівні шумового забруднення в зоні свердловини газоконденсатного родовища, результати вимірів з 7 до 23 години

Найменування	Рівень звуку, дБА	Рівні звукового тиску (дБ) у октавних смугах із середньогеометричними частотами, Гц							
		63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Площадка бурової установки	97	77	83	94	92	93	90	74	71
50 м від бурової установки	79	75	78	70	65	60	57	53	49
100 м від бурової установки	68	68	66	64	60	57	53	50	44
200 м від бурової установки	64	63	65	56	55	51	50	45	43
300 м від бурової установки	52	55	53	50	48	45	42	40	38
400 м від бурової установки	45	47	45	42	38	35	32	30	29
500 м від бурової установки	42	43	40	38	34	30	29	27	25

навушників U_{vex} (2800.014), крім індивідуальних засобів захисту пропонується використовувати наклейки звукопоглинаючих матеріалів (мікропори) на внутрішні поверхні захисних кожухів, встановлювати віброізолюючі майданчики конструкції ВНІІТБ, додаткові резонансні поглиначі шуму (типу URSA).

Список використаних джерел

1. Мельник, О.Г. Стан здоров'я робочих нафтовидобувної промисловості / О. Г. Мельник, А. І. Рябоконь, Т. М. Попова // Медицина сьогодні і завтра. – 2013. – №3 (60). – С.113–116.

2. Occupational noise exposure and hearing: a systematic review / Arve Lie, Marit Skogstad, Håkon A. Johannessen, Tore Tynes, Ingrid Sivesind Mehlum, Karl-Christian Nordby, Bo Engdahl, Kristian Tambs // International Archives of Occupational and Environmental Health. – 2016. – Vol. 89, № 3. – P. 351–372.

3. Tambs Choi Y.-H., Kim K. Noise-Induced Hearing Loss in Korean Workers: Co-Exposure to Organic Solvents and Heavy Metals in Nationwide Industries // PLoS ONE. – 2014. – Vol. 9, № 5. – P. 214–287. DOI: 10.1371/journal.pone.0097538

УДК 658.631.3

В.А. Болюбаш
ВСП «Золочівський фаховий коледж ЛНУП»
В.І. Шевченко,
Ю.О. Борхаленко, канд. техн. наук
Науково-методичний центр ВФПО
П.Й. Вислободський
ВСП «Золочівський фаховий коледж ЛНУП»

ЗАЛЕЖНІСТЬ ПОКАЗНИКІВ НАДІЙНОСТІ ЗЕРНОЗБИРАЛЬНИХ КОМБАЙНІВ ДОМІНАТОР МЕГА-208 ВІД ТЕРМІНУ ЇХ ВИКОРИСТАННЯ

Ефективність використання зернозбиральних комбайнів значною мірою залежить від показників надійності і темпів їх зміни із збільшенням напрацювання [1, 2].

Згідно існуючих нормативних, та методичних документів у технологічних картах, за якими розраховуються та прогнозуються строки жнив, строки експлуатації комбайнів та їх технічний стан не враховується, що є постійною і характерною похибкою, яка призводить до втрат вирощеного врожаю до 10-25% від валового збору через затягування строків жнив [3, 4].

Метою роботи є дослідження залежності показників надійності зернозбиральних комбайнів від термінів їх експлуатації.

Дослідження проведено на базі фірми ТзОВ «Агро-Лан» с.м.т. Куликів, Жовківського району Львівської області, в якій експлуатуються тридцять комбайнів Домінатор МЕГА-208. Було проаналізовано і опрацьовано журнали щоденної реєстрації технічного стану і результатів роботи за вісім років експлуатації комбайнів. Виконано статистичне опрацювання отриманих результатів за відомою методикою. Виявлено, що напрацювання на відмову в комбайнів описується законом розподілу Вейбула–Гніденка [3,5].

Порівнюючи значення математичних сподівань напрацювання на відмову комбайнів різного терміну використання встановлено, що із зростанням терміну експлуатації комбайнів напрацювання зменшується (рисунок 1) [3, 6].

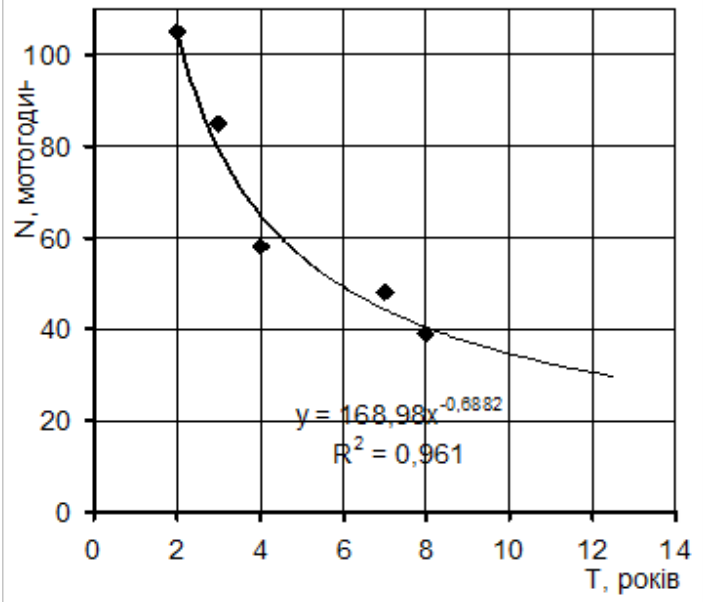


Рис. Напрацювання комбайнів на відмову по роках експлуатації

Дану залежність можна апроксимувати наступною степеневою функцією:

$$H = 168{,}9\ T^{-0{,}69} \text{ при } R^2 = 0{,}96$$

Висновки. З аналізу опублікованих матеріалів можна зробити висновок, що проблема підвищення ефективності використання зернозбиральних комбайнів з урахуванням термінів використання (ступеня зношення) багатопланова і складна. Опубліковані результати досліджень частково вирішують лише окремі питання. Для вирішення даної проблеми необхідні додаткові системні дослідження. Проте отримані результати дають змогу врахувати залежність напрацювання від терміну попередньої експлуатації упродовж планування робіт.

Список використаних джерел

1. Погорілець, О.М., Живолуп, Г.І. Зернозбиральні комбайни.– Київ: Український центр наукової культури, 2003. – 200 с.

2. Сільськогосподарські машини: підручник / Д.Г. Войтюк, Л.В. Аніскевич (та інші). За ред. Д.Г. Войтюка. – К.: Агроосвіта, 2015. – 678 с.

3. Павловський, В.М. Підвищення надійності і економічності автотракторних двигунів. – Тернопіль: Збруч, 1998. – 263 с.

4. Особливості ремонту і технічного обслуговування зернозбиральних комбайнів, які відпрацювали амортизаційний строк/ Рекомендації. Глеваха: 2002.–37 с.

5. ДСТУ 3004-95 Надійність техніки. Методи оцінки показників надійності за експлуатаційними даними.– М.: Гос. комитет по стандартам. – 123 с.

6. Демко, С.А. Визначення впливу терміну використання зернозбиральних комбайнів на їх техніко-експлуатаційні характеристики. Автореф. дис…. кандидата технічних наук / Національному аграрному університеті Кабінету Міністрів України. НАУ. – К., 2007. – 23 с.

УДК 620.91:697.1

В.В. Момотюк, канд. техн. наук,
В.Я. Терновик
Мирогощанський аграрний фаховий коледж
О.І. Гребінчак
ВСП «Новокаховський фаховий коледж ТДАТУ»
В.І. Шевченко
Ю.О. Борхаленко, канд. техн. наук
Науково-методичний центр ВФПО

ЕНЕРГОЕФЕКТИВНІСТЬ ТА ЕНЕРГОЗБЕРЕЖЕННЯ У ЗАКЛАДАХ ОСВІТИ

Природно, що із збільшенням чисельності населення Землі зростають потреби у ресурсах. Всесвітні витрати енергії з 1970 року збільшилися вдвічі та, за прогнозами фахівців, до 2030 року збільшаться втричі [1].

За останні 10 років рахунки за споживання електроенергії в Україні зросли в 2 рази. Разом з тим зросла і вартість ресурсу — на 600%, чого не можна сказати про українські зарплати. Тому питання економії електроенергії в Україні, у тому числі і в навчальних закладах не втрачає актуальності.

Мета дослідження:

• визначити шляхи скорочення споживання енергії;

• забезпечити збереження енергії в навчальному закладі.

Завдання дослідження:

• поширити інформацію про дослідження серед усіх студентів та викладачів закладу освіти;

• визначити та організувати види діяльності по забезпеченню ефективного енергозбереження;

• поширити інформацію про результати дослідження.

Очікувані результати дослідження:

• залучення студентів до заходів з енергозбереження;

• скорочення споживання енергії у навчальному закладі і в родинах студентів та викладачів.

Енергоефективність – це використання меншої кількості енергії при тому ж рівні комфорту в приміщенні та будівлі.

Енергозбереження – це зменшення споживання енергії за рахунок використання меншої кількості енергетичних послуг .

Енергозбереження передбачає не відмову від благ цивілізації чи обмеження власних потреб, а шлях раціонального використання енергоресурсів, отримання більшого обсягу корисної роботи електроприладів за рахунок того ж самого показника електроенергії [1].





Існують такі основні стратегії енергозбереження:

1. Пряма економія за рахунок скорочення споживання і оптимізації роботи електроприладів.

2. Переоснащення аудиторій, лабораторій, гуртожитків, їдальні та ін. енергозберігаючою технікою.

Стратегія № 1: Скорочення споживання

Перевірений часом метод, який не вимагає ніяких фінансових вкладень. Все, що потрібно для його реалізації — системно виконувати прості правила економії електроенергії:

1. Йдучи, гасіть світло. Хоч це і банально, багато хто забуває натиснути на вимикач, залишаючи приміщення.

2. Протирайте лампочки і плафони. Пил здатен «з'їсти» до 20% випромінюваного світла. Протираючи лампи під час вбирання, ви істотно поліпшите якість освітлення в будинку, не вдаючись до більш потужних джерел світла.

3. Частіше мийте вікна. Аналогічна ситуація з вікнами. Пил перешкоджає потраплянню в приміщення природного світла, тому

вам доводиться частіше включати штучне освітлення, витрачаючи електроенергію.

4. Повністю вимикайте електротехніку, стенди в лабораторіях, кабінетах та аудиторіях. Телевізор, комп'ютер, принтер, мікрохвильова піч, електрочайник, електростенд — це ті прилади, які працюють фоновому режимі. Тобто, вони витрачають електроенергію, навіть коли ви ними не користуєтеся. Тому рекомендується повністю відключати їх від мережі.

5. Вночі відкривайте вікна, а вдень — завішуйте. Це не складно, але ефективно для економії в літній період. Відкриті вночі вікна допоможуть знизити температуру в приміщенні на 10–15°, а завішені вдень штори не дадуть проникнути спеці. Отже, ви будете набагато менше використовувати кондиціонер, який між тим споживає 2,0–3,5 кВт електроенергії на годину.

6. Переведіть бойлер (в гуртожитках) на економний режим. Часто споживачі цікавляться, як економити електроенергію з бойлером, адже відключати його на ніч не рекомендується. Ми радимо встановити температуру для повсякденного користування 50–60°, і один раз на тиждень підвищувати її до 90 ° на декілька годин, щоб запобігти появі бактерій всередині баку. До того ж, важливо своєчасно виконувати техобслуговування пристрою.

Ці способи економії електроенергії в побуті допоможуть заощадити до 15% світла на місяць. Важлива умова — регулярність. Дотримуватися правил потрібно постійно, а не час від часу.

Стратегія №2: Переобладнання приміщення

Використання енергозберігаючої техніки допоможе істотно знизити витрати, але такий апгрейд може коштувати не дешево. Розглянемо найбільш доступні заходи економії електроенергії на побутовому рівні:

1. Замініть всі лампочки на світлодіодні. LED-лампа потужністю 10W генерує стільки ж світла, як і звичайна лампа розжарювання потужністю 100W, тільки при цьому споживає на 90% менше електроенергії. До того ж, термін служби світлодіодної лампочки становить близько 15 років, а лампи розжарювання — приблизно 4 місяці. Отже, тут ви також залишаєтесь у плюсі.

2. Утепліть будівлі навчального закладу та гуртожитків. Споживачі часто використовують електроенергію для прогріву приміщення. При цьому, через щілини в вікнах може витрачатися до 50% всього тепла. Тому рекомендуємо: замінити старі рами на сучасні, металопластикові; утеплити балкон і вхідні двері; встановити за батареями відображаючі екрани з пенофола або фольги.

3. Використовуйте сучасну побутову техніку. Нова побутова техніка має класифікацію енергоефективності і може заощадити до 50% витрат на електрику. Рекомендуємо обирати пристрої, не нижче класу А.



4. Оновіть лічильники. Встановлення високоточних приладів обліку електроенергії допоможе істотно скоротити споживання світла.

5. Перевірте проводку. Енергетичне обстеження допомагає виявити втрати електроенергії в приміщенні. Позбувшись від них, ви перестанете переплачувати «за повітря», а також підвищите термін служби побутової техніки, на яку негативно впливають блукаючий струм. [1]

6. Встановлення системи автоматизації, яка буде регулювати подачу теплоти в будівлю в залежності від температури зовнішнього повітря і температур приміщень, в яких будуть встановлені відповідні датчики.

Важливою функцією цієї системи є зниження подачи теплоти в нічні часи і в вихідні дні, яке здійснюється автоматично з використанням тижневого таймера. Очікувана економія теплової енергії складає 10% від загальнорічного теплоспоживання [3].

Отже енергозбереження і енергоефективність є техніками зменшення використання енергії.

Висновки

1. Розкрито суть поняття енергозбереження в приміщеннях навчального закладу

2. Наведено основні особливості енергоспоживання і причини необхідності економії енергії в навчальних закладах

3. Показано як використовувати енергію на побутовому рівні із максимальною користю і мінімальними затратами.

Список використаних джерел

1. Єремєєв, І.З., Єщенко, О.І. Енергозбереження в житлово-комунальному господарстві: Вища школа, 2021. – 350 с.

2. Сафіуліна, А.Г. Колієнко, Р.Ю. Енергозбереження в університетських містечках: посібник для студ. вищих закл. освіти: ТОВ «Поліграф плюс», 2010. – 328 с.

3. Щербина, О.М. Енергія для всіх: технічний довідник з енергоощадності та відновних джерел енергії. – Вид. – 4-е, допов. і перероб.– Ужгород: Вид-во В.Падяка, 2007. – 340 с.

Source: https://formula.kr.ua/osnovi-energoefektivnosti/vykorystani-dzherela-informatsii-literatura.html

XXIII МІЖНАРОДНА НАУКОВО-ТЕХНІЧНА КОНФЕРЕНЦІЯ АС ПГП
ПРОМИСЛОВА ГІДРАВЛІКА І ПНЕВМАТИКА
МАТЕРІАЛИ КОНФЕРЕНЦІЇ

15–16 грудня 2022 року

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: tamara-san@ukr.net
тел. +38 050 519 27 28

Здано до набору 25.03.2023
Підписано до друку 23.04.2021
Формат 60x84/16. Папір офсетний.
Гарнітура TIMES. Друк цифровий.
Ум. друк. арк. 11,7. Замовл. 27-23.
Наклад за замовленням

Отпечатано с оригиналов заказчика.
ФОП Корзун Д.Ю.
21034, а/с 8825, г. Винница, ул. Немировское шоссе, 62а.
Тел.: (0432) 69-67-69, 603-000.
E-mail: info@tvoru.com.ua, http://www.tvoru.com.ua