

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЛЬВІВСЬКА ПОЛІТЕХНІКА»

Проценко Владислав Олександрович

УДК 621.825.5/.7

РОЗРОБЛЕННЯ МЕТОДОЛОГІЇ ПРОЕКТУВАННЯ
МУФТ З КАНАТНИМИ ЕЛЕМЕНТАМИ

Спеціальність 05.02.02 – машинознавство
(131 – прикладна механіка)

АВТОРЕФЕРАТ

дисертації на здобуття наукового ступеня
доктора технічних наук

Львів – 2019

Дисертацією є рукопис.

Робота виконана у Національному університеті «Львівська політехніка» Міністерства освіти і науки України

Науковий консультант: доктор технічних наук, професор
Малащенко Володимир Олександрович,
Національний університет «Львівська політехніка»,
завідувач кафедри технічної механіки та динаміки машин.

Офіційні опоненти: доктор технічних наук, професор,
заслужений працівник освіти України
Луців Ігор Володимирович, Тернопільський національний
технічний університет імені Івана Пулюя, завідувач кафедри
конструювання верстатів, інструментів і машин;

доктор технічних наук, професор,
заслужений діяч науки і техніки України
Семенюк Володимир Федорович, Одеський національний
політехнічний університет, директор українсько-німецького
навчально-наукового інституту, професор кафедри підйомно-
транспортного та робототехнічного обладнання;

доктор технічних наук, професор,
заслужений діяч науки і техніки України
Струтинський Василь Борисович,
Національний технічний університет України
«Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»,
професор кафедри конструювання верстатів і машин.

Захист відбудеться « 22 » травня 2019 р. о 14⁰⁰ годині на засіданні спеціалізованої вченої ради Д 35.052.06 у Національному університеті «Львівська політехніка» за адресою: 79013, м. Львів, вул. Ст. Бандери, буд. 12, ауд. 226 головного корпусу.

З дисертацією можна ознайомитися у науково-технічній бібліотеці Національного університету «Львівська політехніка» за адресою: 79013, м. Львів, вул. Професорська, буд. 1.

Автореферат розісланий « ____ » квітня 2019 р.

Вчений секретар
спеціалізованої вченої ради,
к.т.н., доцент

_____ Ю.П. Шоловій

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми. Сучасні тенденції до створення потужніших, продуктивніших, надійніших, ресурсощадніших та екологічніших машин пов'язані з безперервним удосконаленням їх конструкцій, підвищенням швидкостей руху та величини неусталених навантажень. Рівень динамічних навантажень стає одним із основних факторів, що визначають надійність та якість машин, тому у загальному масиві їх відмов постійно збільшується відсоток відмов пружно-демпфуючих ланок. Відповідно, збільшуються витрати часу та ресурсів на ремонт і заміну пружних ланок, що формує умови для зниження їх вартості та підвищення ремонтпридатності. З огляду на це, існує потреба у нових пружних ланках машин із заданими властивостями, що здатні довготривало та стабільно працювати з високими статичними та динамічними навантаженнями в широкому діапазоні температур, тисків, і в присутності агресивних агентів. Такі ланки, разом з тим, повинні бути простими за конструкцією, дешевими та ремонтпридатними. Більшості цих вимог відповідають канатні пружні елементи та ланки машин на їх основі. Володіючи високою навантажувальною та демпфуючою здатністю, вони вдало поєднують у собі властивості характерні для металевих та неметалевих пружних елементів, але разом з тим прості конструктивно, масово виготовляються промисловістю та можуть бути виготовлені в рамках утилізації з демонтованих канатів. Руйнівні напруження розтягу для канатного дроту більше ніж у 100 разів перевищують такі для поліуретану, а коефіцієнт теплопровідності – у 150 разів. Крім цього, аналіз показав, що вартості муфт, оснащених канатними елементами, пружними гумовими втулками, тороподібною оболонкою та змієподібною пружиною, наближено відносяться як 1,0:1,5:2,2:8,0, що характеризує економічну доцільність впровадження канатних елементів. Однак пружні ланки машин з канатними елементами, зокрема муфти, досліджені недостатньо, а процес їх проектування лише починає розроблятися, завадою чому є недостатнє застосування в ньому системних методів, відсутність теоретичних основ розрахунку параметрів і характеристик та практичних засад конструювання деталей цих пристроїв.

Недостатня розвиненість методів розроблення конструкцій пружних муфт з канатними елементами, розрахунку їх параметрів та конструювання деталей, стримує впровадження в промисловість, тому розроблення методології проектування цих пристроїв, як системи принципів і способів організації та побудови діяльності конструктора, є актуальною науково-прикладною проблемою для сучасного машинознавства.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Робота виконана у відповідності до Постанови КМУ №942–2011–п «Про затвердження переліку пріоритетних тематичних напрямів наукових досліджень і науково-технічних розробок на період до 2020 року (в редакції від 23.08.2016 р. №556) та в рамках наукового напрямку «Навантажувальна здатність та динаміка машин і споруд циклічної дії» кафедри технічної механіки та динаміки машин Національного університету «Львівська політехніка», науково-дослідних робіт кафедри експлуатації суднових енергетичних установок та загальноінженерної підготовки Херсонської державної морської академії

«Обґрунтування параметрів та технологічного забезпечення виробництва пружних ланок машин з канатними елементами» (номер державної реєстрації 0116U003474) та «Дослідження і розробка нових матеріалів і технологій для експлуатації та ремонту засобів транспорту» (номер державної реєстрації 0117U000443).

Мета і задачі дослідження.

Метою роботи є розроблення методології проектування муфт з канатними елементами, а саме основ синтезу їх структури, обґрунтування параметрів і розрахункових моделей для забезпечення можливості створення раціональних конструкцій цих пристроїв на науковій основі та підвищення техніко-економічних показників механічних приводів машин за рахунок їх застосування.

Поставлена мета реалізована за рахунок розв'язання комплексу наукових задач:

1. Виконати аналіз досвіду експлуатації та стану розвитку досліджень пружних ланок машин з неметалевими, суцільнометалевими та канатними елементами і встановити зв'язок етапів розвитку технічних систем та можливих методів їх синтезу, які можна реалізувати на кожному етапі.

2. Уточнити класифікацію муфт з металевими та канатними пружними елементами і виконати структурний синтез на рівні нових схем і конструкцій у постійному та запобіжному виконанні.

3. Розробити класифікацію способів забезпечення зміни жорсткості пружних ланок з суцільнометалевими та канатними елементами, запропонувати нові способи зміни жорсткості пружних елементів та алгоритм синтезу структурних схем пружних ланок змінної жорсткості.

4. Обґрунтувати геометричні і силові параметри та на їх основі розробити математичні моделі компонування та розрахунку запропонованих муфт з торцевою установкою канатів, що дозволять виконувати проектування раціональних їх конструкцій.

5. Розробити конструкції, обґрунтувати геометричні, силові та енергетичні параметри канатно-роликових муфт підвищеної компенсуючої здатності, отримати математичні моделі вибору раціональних параметрів, що дозволять виконувати їх проектування.

6. Обґрунтувати геометричні, силові та кінематичні параметри і виконати дослідження якісних характеристик роботи запобіжних муфт з канатними елементами.

7. Синтезувати конструкції затискних механізмів для сталевих канатів, дослідити процеси затиску та зрізу сталевих кантів, з урахуванням отриманих результатів проаналізувати напружений стан деталей затискних механізмів і розробити рекомендації щодо їх раціонального конструювання, розрахунків на міцність та складання.

8. Розробити рекомендації для виробництва з розрахунку та конструювання запропонованих і досліджених конструкцій муфт з канатними елементами.

Об'єкт дослідження – процеси передавання навантаження муфтами з канатними елементами.

Предмет дослідження – методи проектування муфт з канатними елементами, зокрема синтезу їх структури, обґрунтування геометричних, силових, міцнісних та енергетичних параметрів.

Методи досліджень. Теоретичні дослідження виконані з урахуванням сучасних досягнень теорії технічних систем та машинознавства, зокрема методів морфологічного аналізу та синтезу, методів теоретичної механіки, теорії механізмів та опору матеріалів. Вирішення рівнянь в рамках розроблених математичних моделей виконано чисельними методами, а візуалізація розроблених конструкцій засобами тривимірного комп'ютерного моделювання із застосуванням універсальних програмних комплексів математичного призначення та систем автоматизованого проектування. Експериментальні дослідження виконано з використанням сучасних методів і способів вимірювань, універсального та спеціального оснащення. Оброблення результатів виконувалося з використанням елементів теорії експерименту і математичної статистики за допомогою комп'ютерних програм. Експериментальні дослідження виконані в лабораторних і виробничих умовах із застосуванням спеціального оснащення, розробленого та запатентованого автором.

Наукова новизна отриманих результатів полягає у вирішенні важливої науково-прикладної проблеми – розроблення методології проектування муфт з канатними елементами на рівні синтезу їх структури та обґрунтування параметрів конструкцій. При цьому:

1. Вперше розроблено теоретичні основи морфологічного синтезу структури пружних ланок машин змінної жорсткості з суцільнометалевими та канатними пружними елементами, що дозволило розробити нові способи забезпечення їх змінної жорсткості та нові схеми таких пристроїв.

2. Уточнено класифікацію пружно-компенсуючих муфт з металевими та канатними елементами за їх видом, формою та установкою, що дало можливість розробити нові конструкції постійних та запобіжних муфт.

3. Вперше встановлено умови геометричного існування муфт з торцевою установкою канатів тангенціального розташування та обґрунтовані їх силові параметри, що стало основою розроблення математичних моделей компонування та передачі ними навантаження в умовах неспіввісності і дало можливість розробити наукові основи раціонального проектування цих пристроїв.

4. Вперше обґрунтовано геометричні та силові параметри, а також моделі процесів передачі енергії канатно-роликовими муфтами підвищеної компенсуючої здатності, що дало можливість розробити основи їх раціонального проектування.

5. Вперше обґрунтовано геометричні та силові параметри з розробленням математичних моделей кінематики запобіжних муфт з канатними елементами, що уможливило оцінку якісних показників їх роботи.

6. Вперше виконано морфологічний синтез структури затискних механізмів для закріплення сталевих канатів у муфтах, що дало можливість розробити нові їх конструкції.

7. Вперше досліджено процеси затиску та зрізу канатів у розроблених затискних механізмах, що дозволило встановити основні закономірності цих процесів та розробити моделі передачі затискними механізмами навантаження, оцінити напружений стан їхніх деталей та розробити основи їх розрахунків, раціонального конструювання та складання.

Практичне значення отриманих результатів:

1. За рахунок застосування запропонованої класифікації способів зміни жорсткості пружних ланок машин з суцільнометалевими та канатними пружними елементами та розробленого алгоритму синтезу їх структури, на рівні нових структурних схем та конструкцій, розроблено і запатентовано ряд нових пристроїв змінної жорсткості.

2. На основі уточненої класифікації пружних муфт з канатними елементами розроблено та запатентовано нові конструкції муфт з торцевою установкою прямих канатів тангенціального розташування у постійному та запобіжному виконанні, застосування яких суттєво покращує техніко-економічні характеристики механічних приводів машин.

3. Обґрунтування конструктивних та силових параметрів нових муфт дало можливість виконувати вибір їх раціональних значень і розробити методику інженерного розрахунку та конструювання цих пристроїв.

4. Розроблено та запатентовано конструкції і запропоновано методику вибору раціональних параметрів канатно-роликових муфт високої компенсуючої здатності, що здатні функціонувати в умовах неспіввісності, яка більше ніж у 5 разів перевищує допустимі межі для поширених конструкцій муфт.

5. Розроблено та запатентовано конструкції запобіжних муфт з канатними елементами, в тому числі фрикційного та профільного типів, що забезпечують на 30...50% більшу точність спрацьовування ніж поширені муфти, та запропоновані методики їх проектування.

6. Методом морфологічного синтезу розроблено та запатентовано ряд конструкцій затискних механізмів для закріплення сталевих канатів, що можуть бути застосовані у запропонованих муфтах при різних варіантах їх компонування.

7. Для вивчення процесів затиску та зрізу сталевих канатів розроблено, запатентовано, виготовлено та апробовано в лабораторних умовах конструкції спеціального оснащення.

8. Експериментальне дослідження процесів затиску та зрізу канатів і теоретичне вивчення напруженого стану деталей затискних механізмів для канатів дозволило розробити компактні та зручні рекомендації щодо їх розрахунку, конструювання та складання.

9. Отримані в роботі результати прийняті для впровадження на підприємствах: ХДП «Промавтоматика» №434 (акт від 24.09.13), ПАТ «Укрремфлот» (акт від 20.05.17), «Інститут проблем надійності машин і споруд» (акт від 07.11.18). Розроблена методологія проектування муфт та оснащення для їх дослідження впроваджені в навчальному процесі Херсонської державної морської академії (акт від 30.08.18) та Національного університету «Львівська політехніка» (акт від 29.10.18).

Апробація роботи. Основні положення дисертаційної роботи доповідалися і обговорювалися на конференціях: Міжнародна науково-практична конференція «Наукові дослідження та їх практичне застосування. Сучасний стан та шляхи розвитку» (м. Одеса, 2008 р.), Міжвузівська науково-технічна конференція викладачів, молодих вчених та студентів «Енерго- та ресурсозберігаючі технології при експлуатації машин та устаткування» (м. Донецьк, 2012 р.), Міжнародна науково-практична конференція

«Сучасні енергетичні установки на транспорті і технології та обладнання для їх обслуговування» (м. Херсон, 2012 – 2016 р.р.), Міжнародна науково-технічна конференція «Теорія та практика раціонального проектування, виготовлення і експлуатації машинобудівних конструкцій» (м. Львів, 2012 р., 2016 р., 2018 р.), 11-й, 12-й, 13-й Міжнародний симпозіум українських інженерів-механіків у Львові (2013 р., 2015 р., 2017 р.), Міжнародна науково-технічна конференція «Проблеми якості та довговічності зубчастих передач та механічного приводу», (м. Харків, 2013 р., 2016 р.), Міжнародна науково-технічна конференція «Виробництво та експлуатація сталевих канатів – проблеми та рішення» (м. Одеса, 2013 р., 2015 р., 2016 р., 2018 р.), Міжнародна науково-технічна конференція «Суднова енергетика: стан та проблеми» (м. Миколаїв, 2015 р.), Всеукраїнська науково-технічна конференція «Прогресивні технології в машинобудуванні» (м. Львів, 2016 р.), Міжнародна науково-практична конференція «Сучасні інноваційні та інформаційні технології на транспорті» (м. Херсон, 2016 р., 2017 р.), Міжнародна науково-практична конференція «Актуальні питання енергетики та біотехнологій» (м. Бережани, 2016 р.), Всеукраїнська науково-технічна конференція молодих учених та студентів «Створення, експлуатація і ремонт автомобільного транспорту та будівельної техніки» (м. Полтава, 2016 р.), Науково-технічна конференція «Сучасні проблеми математики, механіки та інформатики» (м. Караганда, 2016 р.), Міжнародна науково-технічна конференція «Річковий та морський флот: експлуатація і ремонт» (м. Одеса, 2017 р.), Всеукраїнська науково-технічна конференція «Обладнання та технології промислового комплексу» (м. Тернопіль, 2017 р.), Міжнародна науково-технічна конференція «Транспорт: механічна інженерія, експлуатація, матеріалознавство» (м. Херсон, 2017 р.), Міжнародна науково-технічна конференція «Сучасні технології промислового комплексу» (м. Херсон, 2017 р.), 4-й Московський міжнародний симпозіум «Привідна техніка та компоненти машин» (2018 р.). У повному обсязі дисертація доповідалась і схвалена на розширеному засіданні кафедри технічної механіки та динаміки машин Національного університету «Львівська політехніка» 19 грудня 2018 р.

Публікації. За результатами дисертації опубліковано 100 друкованих праць, зокрема: 18 статей у наукових фахових виданнях України, 8 статей у наукових фахових виданнях України, що включені до наукометричних баз даних, 2 статті у наукових виданнях інших держав, які включені до міжнародної наукометричної бази даних Web of Science Core Collection, 27 публікацій у матеріалах конференцій, 40 патентів України (з яких 3 патенти на винаходи), 5 статей у виданнях України, що додатково відображають результати дослідження.

Структура і обсяг дисертації. Робота містить основну частину на 429 стор., яка включає анотацію на 25 стор., вступ, 6 розділів, висновки до розділів, загальні висновки, а також список використаних джерел із 410 найменувань на 44 стор., на окремих 12 стор. міститься 6 рисунків та 3 таблиці. Загальний обсяг дисертації становить 505 стор., що включає 10 додатків на 76 стор.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У вступі обґрунтовано актуальність теми дисертації, сформульовано мету і задачі дослідження, визначено об'єкт і предмет дослідження, висвітлено наукову новизну і практичне значення отриманих результатів, наведено дані про зв'язок роботи з науковими програмами, її апробацію та опублікування результатів.

У першому розділі на прикладі суднових енергетичних установок (СЕУ) виконаний аналіз конструкцій та відмов муфт з неметалевими пружними елементами, який показав, що для них однією з характерних відмов є перегрівання пружних елементів під час роботи за рахунок низької теплопровідності матеріалів (рис. 1). Значна частина конструкцій муфт характеризується низькою ремонтпридатністю, оскільки пружні елементи (зокрема мембранних та оболонкових типів), через низьку міцність потребують розподіленого за периметром закріплення, тому для їх заміни часто необхідно розбирання муфт та навіть демонтаж сполучених ними агрегатів. Аналіз конструкцій та відмов муфт з металевими пружними елементами показав, що вони, поряд зі своїми очевидними перевагами, характеризуються і недоліками (зокрема висока складність та вартість пружних елементів, що зазвичай мають спеціальну конструкцію (рис. 2)), що обмежують їх використання в механічних приводах машин.

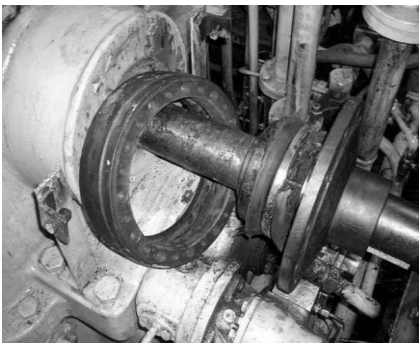


Рисунок 1 – Муфта VULKAN EZR валогенератора СЕУ та її зруйнований пружний елемент

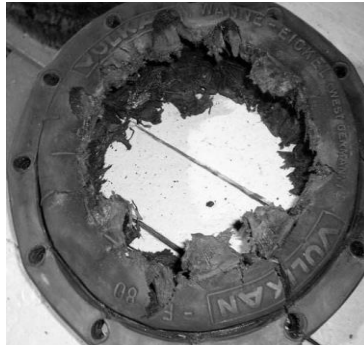


Рисунок 2 – Зруйнована змієподібна пружина

Проаналізовано роботи щодо питань проектування, виготовлення та експлуатації пружних та запобіжних муфт, а також інших захисних пристроїв машин, що ними займалися вчені: Е.Л. Айрапетов, В.Я. Анілович, І.М. Білоконєв, Б.М. Гевко, Б.Л. Давидов, О.І. Дубинець, Л.Б. Ерліх, Я.І. Єсипенко, М.М. Іванов, Б.І. Кіндрацький, М.Ф. Кірках, С.М. Кожевніков, В.Г. Кухтов, М.Г. Лукін, І.В. Луців, В.О. Малащенко, Ю.К. Михайлов, С.Г. Нагорняк, В.О. Настасенко, В.Р. Пасіка, П.З. Петухов, Н.М. Подригало, В.С. Поляков, О.П. Попов, Є.І. Рівін, Д.М. Решетов, О.А. Ряховський, В.Ф. Семенюк, І.І. Сидоренко, В.К. Тепінкічєв, П.М. Учаєв, Є.В. Харченко, Б.М. Щокін, G. Fritz, W. Wang та ін.

Показано, що канатні елементи характеризуються значним резервом застосування у пружних ланках машин. Завдяки високій міцності канати не потребують розподіленого закріплення, що дає можливість спростити конструкцію затискних механізмів та зменшити витрати часу і ресурсів на технічне обслуговування. Висока гнучкість канатів забезпечує самоустановку сполучених ними деталей та, відповідно, зниження нерівномірності розподілу навантаження між несівними елементами при багатопотоковій передачі енергії. Для канатів властива гвинтова анізотропія, а для їх зведеної жорсткості справедлива квазіпружна модель, де пружна жорсткість та трибожорсткість є багатфакторними складовими. Це формує можливість побудови на базі канатних

елементів пружних ланок змінної жорсткості за рахунок впливу на ці складові.

Виконаний аналіз сучасного стану досліджень сталевих канатів і канатних систем показав, що на сьогодні їх механіка знаходиться на високому рівні розвитку завдяки роботам, які виконали вчені: В.І. Бекерський, Н.М. Біла, М.Ф. Глушко,

Н.К. Гончаренко, О.В. Григоров, О.М. Динник, О.Й. Дукельський, Р.В. Зелюкова, Ф.К. Іванченко, С.Г. Калінін, Б.С. Ковальський, В.Т. Козлов, М.П. Колісник, М.С. Комаров, В.С. Ловейкін, В.А. Малиновський, С.Т. Сергеев, В.В. Суглобов, С.В. Ракша, Н.М. Фідровська, І.М. Чаюн, В.П. Ягліньський, М. Cutchins, М. Tinker та ін.

Показано, що технічні системи можуть розвиватися за системним та спорадичним варіантом, результатом обох варіантів розвитку є розроблення моделей структурно-параметричного синтезу конструкцій-представників технічної системи. У будь-якому разі, для розроблення засад структурно-параметричного синтезу технічної системи вона повинна пройти етапи розроблення конструкцій, обґрунтування їх параметрів та характеристик, розроблення оптимізаційних одно- та багатокритеріальних моделей синтезу цих конструкцій, тільки після чого можлива реалізація структурно-параметричного синтезу. На прикладі кулачкових запобіжних муфт та механізмів вільного ходу показано, що системний варіант розвитку технічної системи передбачає застосування системних методів синтезу структурних схем і конструкцій на початковому етапі розвитку, що дозволяє суттєво скоротити витрати часу порівняно зі спорадичним варіантом розвитку.

Аналіз літературних та патентних джерел показав, що технічні системи «пружна ланка змінної жорсткості з суцільнометалевими пружними елементами» та «пружна ланка змінної жорсткості з канатними елементами» розвиваються спорадично, що зокрема, є результатом наявних недоліків їх класифікації, основними з яких є недостатня чіткість та формалізованість, що формує умови для розроблення нової класифікації, яка позбавлена вказаних недоліків і синтезу нових схем і конструкцій пружних ланок змінної жорсткості з суцільнометалевими та канатними елементами.

Показано, що класифікація муфт з канатними елементами, методи та моделі їх розрахунку потребують уточнення. Це є резервом для розроблення нових конструкцій таких муфт та виконання їх досліджень, зокрема для обґрунтування геометричних, силових та міцнісних параметрів, розроблення методів раціонального проектування та розрахунків цих пристроїв.

Методика визначення параметрів та техніко-економічних показників елементів механічних систем при їх проектуванні, виготовленні та експлуатації базується на роботах, що виконали Н.С. Ачеркан, А.В. Вавілов, І.А. Вікович, І.Є. Грицай, Е.М. Гуліда, С.С. Гутиря, О.Ф. Дашенко, К.І. Заблонський, С.О. Картавов, Я.Т. Кіницький, І.Г. Кириченко, С.В. Кравець, Ю.М. Кузнєцов, І.В. Кузьо, П.Л. Носко, М.Л. Орликов, Б.О. Пальчевський, М.І. Пилипець, Б.І. Сокіл, З.А. Стоцько, В.Б. Струтинський, Ю.М. Сухоруков, М.Е. Тернюк, М.А. Ткачук, Я.О. Шахбазов та ін.

Виконаний огляд дозволяє стверджувати, що на поточному етапі розвитку процес проектування пружних ланок машин з канатними елементами не можна визнати ефективним, оскільки для них недостатньо розвинені комплексні методи синтезу структури, а існуючі методики визначення геометричних силових та міцнісних параметрів і характеристик містять неточності та мають резерв для удосконалення.

Другий розділ присвячено дослідженню структури пружних ланок машин з суцільнометалевими та канатними елементами. Зокрема уточнено раніше запропоновану автором класифікацію пружних муфт з металевими та канатними елементами за рахунок диференціації торцевої установки пружних елементів на два можливих варіанти їх розташування в торцевій площині, відповідно виділено торцеву установку хордального розташування та торцеву установку тангенціального розташування. Це дало можливість розробити та запатентувати ряд нових конструкцій реверсивних та нереверсивних постійних муфт в одинарному варіанті, конструкції оснащені проміжними валами та проміжними дисками, а також запобіжні муфти з екстрагованими канатами (характерніші з яких зображені на рис. 3).

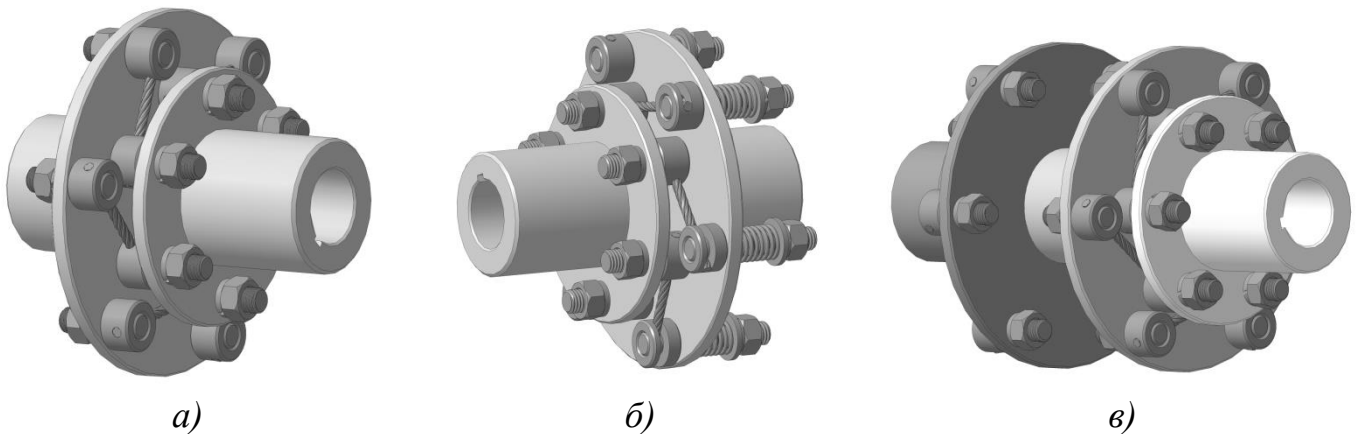


Рисунок 3 – Схеми муфт з торцевою установкою канатів тангенціального розташування: *а)* постійної; *б)* запобіжної з екстрагованими канатами; *в)* постійної з проміжним валом

Розроблено теоретичні основи морфологічного синтезу структури пружних ланок машин змінної жорсткості (ПЛЗЖ) з суцільнометалевими та канатними пружними елементами. Це стало можливим за рахунок запропонованої формалізованої класифікації способів забезпечення змінної жорсткості пружних ланок машин з суцільнометалевими та канатними елементами. Для пружних ланок з суцільнометалевими пружними елементами це стало можливим за рахунок аналізу співвідношень опору матеріалів для деформації їх перерізу при згині та крученні. Аналіз можливих шляхів зміни внутрішнього силового фактору (ВСФ) в перерізі пружного елемента та його геометричної характеристики (ГХП) дав можливість розробити морфологічну матрицю синтезу способів забезпечення змінної жорсткості, розкриття якої уможливило встановити, що для пружних ланок оснащених суцільними металевими пружними елементами можна виділити 14 способів забезпечення змінної жорсткості (рис. 4), частина з яких не реалізована у відомих конструкціях ПЛЗЖ. Аналогічно для канатних пружних елементів аналіз квазіпружних моделей жорсткості дав можливість встановити резерви для впливу на жорсткість їх перерізу (ЖП) через пружну жорсткість та трибожорсткість, розробити морфологічну матрицю синтезу способів забезпечення змінної жорсткості ПЛЗЖ з канатними елементами, розкриття якої показало, що для них можлива реалізація 26 способів забезпечення змінної жорсткості (рис. 5). За рахунок отриманих результатів та синтезованих способів забезпечення змінної жорсткості пружних ланок розроблено алгоритм синтезу структури ПЛЗЖ з суцільнометалевими та канатними пружними елементами.

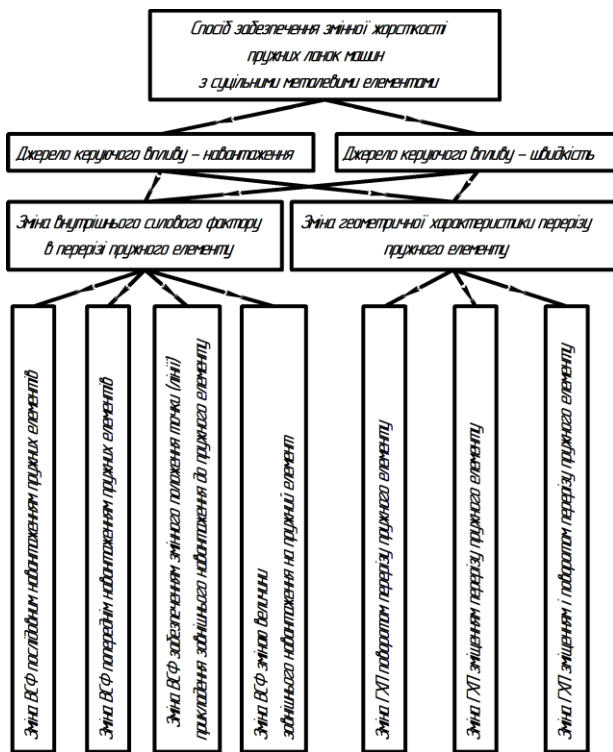


Рисунок 4 – Класифікація способів забезпечення змінної жорсткості пружних ланок з суцільними металевими пружними елементами

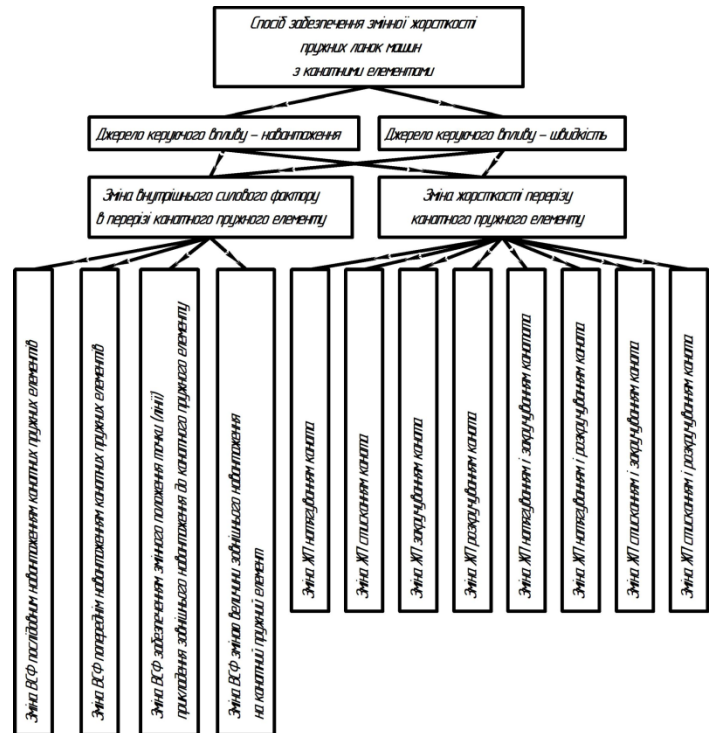


Рисунок 5 – Класифікація способів забезпечення змінної жорсткості пружних ланок з канатними пружними елементами

У основу розроблення алгоритму покладені наступні міркування. ПЛЗЖ зазвичай містить базові деталі (БД) (корпус), пружні елементи (ПЕ) та керуючий механізм (КМ). Формула будови ПЛЗЖ може бути при цьому записана у вигляді (1).

$$ПЛЗЖ = БД + ПЕ + КМ \quad (1)$$

$$PP \rightarrow KPPR \rightarrow KB \rightarrow KP; \quad (2)$$

$$KP + KM = BPE; \quad (3)$$

$$PE + BPE = \text{Зміна жорсткості ПЛЗЖ}. \quad (4)$$

Складові елементи ПЛЗЖ повинні бути пов'язані таким чином, щоб забезпечити зміну жорсткості пружних елементів, якими вона оснащена, згідно вибраного способу зміни жорсткості. Джерелом зміни жорсткості у пасивних ПЛЗЖ може бути робочий рух (РР) ((2), табл. 1), що в кінцевому випадку повинен бути перетворений у виконавчий рух пружного елемента (ВРПЕ) (3). Призначенням ВРПЕ є саме вплив на відповідну характеристику пружного елемента (ПЕ) (наприклад за рахунок його закручування чи зміщення) задля зміни жорсткості (4). Виконавчий рух пружного елемента (ВРПЕ) повинен бути реакцією на потрібні керуючі параметри робочого руху (КПРР). Керуючі параметри робочого руху (навантаження, швидкість) є джерелом виникнення силового фактору – керуючого впливу (КВ), який спричиняє відповідний керуючий рух (КР). Таким чином, КР повинен бути перетворений у пасивних ПЛЗЖ із РР у необхідний ВРПЕ, природа якого залежить від властивостей застосованих пружних елементів і прийнятого способу зміни їхньої жорсткості (рис. 4 та рис. 5). Функцію перетворення КР у ВРПЕ повинен виконувати керуючий механізм КМ.

Таблиця 1– Сукупність рухів та функцій керуючого механізму ПЛЗЖ

Робочий рух (РР)	Керуючий параметр робочого руху (КПРР)	Керуючий вплив (КВ)	Керуючий рух (КР)	Виконавчий рух пружного елементу (ВРПЕ)	Функції керуючого механізму (КМ)
Обертальний (О)	Навантаження (обертальний момент T)	Обертальний момент (T)	O	O ; Π ; $O+\Pi$; $\Pi+O$.	$O \rightarrow O$; $O \rightarrow \Pi$; $\Pi \rightarrow O$; $\Pi \rightarrow \Pi$; $O \rightarrow \Pi + O$; $\Pi \rightarrow \Pi + O$.
	Кутова швидкість (ω)	Відцентрова сила (F_e)	Π		
Поступальний (П)	Навантаження (сила F)	Сила (F)	Π		
	Лінійна швидкість (V)	Сила інерції (F_i)	Π		

Вибір КМ повинен виконуватись за рахунок оцінки відповідності його функціональних можливостей потрібним функціям згідно табл. 1, наприклад обертальний КР у обертальний ВРПЕ може перетворювати КМ у вигляді зубчастої передачі і т.ін. В роботі наведено можливі комбінації основних рухів у ПЛЗЖ та види КМ, що здатні ці рухи реалізувати та забезпечити. Розроблено (рис. 6) алгоритм синтезу структури пружних ланок змінної жорсткості, що містить кілька основних етапів, серед яких вибір типу пружних елементів ПЛЗЖ, вибір способу зміни жорсткості пружної ланки, встановлення виконавчого руху пружного елементу, керуючого параметра робочого руху, керуючого впливу та керуючого руху, встановлення функції керуючого механізму та вибір його типу.

Отримані результати дозволили реалізувати практичні наслідки у вигляді конкретних схем та конструкцій муфт, амортизаторів та пружних елементів постійної і змінної жорсткості з суцільнометалевими та канатними елементами, новизна яких, і відтак, ефективність запропонованого алгоритму, підтверджується отриманням патентів в т.ч. на винаходи. Розроблені основи синтезу структури ПЛЗЖ є базою для майбутніх наукових робіт, присвячених обґрунтуванню їх параметрів та характеристик.

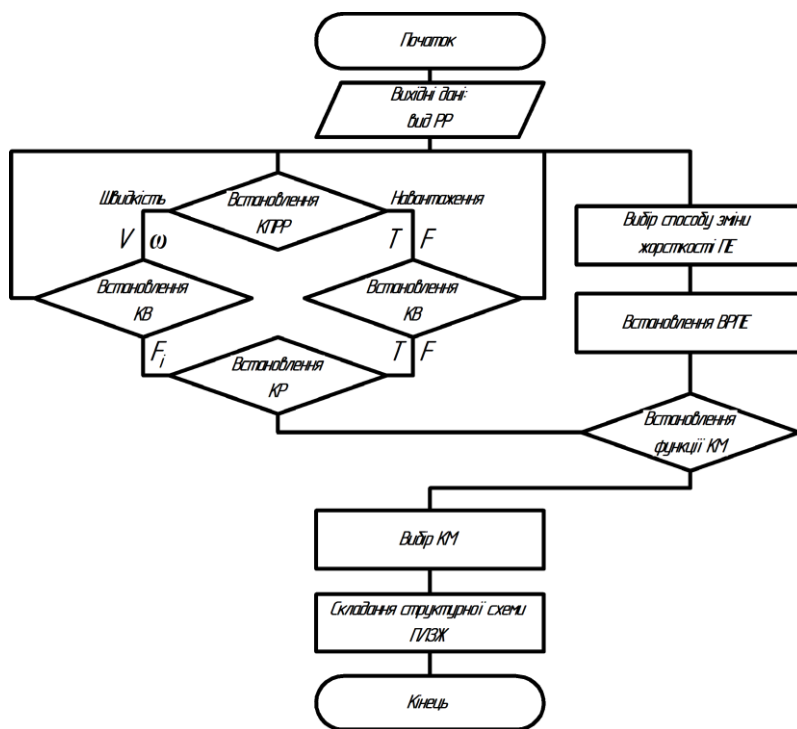


Рисунок 6 – Блок-схема алгоритму синтезу структури пружних ланок змінної жорсткості

У третьому розділі виконано обґрунтування параметрів та характеристик постійних муфт з торцевою установкою канатів хордального і тангенціального розташування. Так, для муфти з z канатами тангенціального розташування (рис. 7) сила натягу каната F_H визначається за виразом

$$F_H = \frac{4T \sqrt{0,25(D_{36}^2 + D_{6H}^2) - 0,5D_{36}D_{6H} \cos \zeta}}{zD_{36}D_{6H} \sin \zeta}, \quad (5)$$

де T – обертальний момент муфти; D_{36} – діаметр розташування затискних елементів 1 у зовнішній напівмуфті; D_{6H} – діаметр розташування затискних елементів 2 у внутрішній напівмуфті ($\square_D = D_{36}/D_{6H}$ – коефіцієнт діаметрів напівмуфт); ζ – кут монтажного зміщення напівмуфт.

За рахунок однокритеріальної оптимізації отримано вирази для визначення раціональних конструктивних параметрів муфт – кута монтажного зміщення напівмуфт ζ_F та коефіцієнта діаметрів $\square_{DF}$ (6), що забезпечують мінімальне навантаження деталей муфти (рис. 8).

$$\square_{DF} = \arccos \frac{1}{\square_{DF}}. \quad (6)$$

Встановлено п'ять умов геометричного існування муфт (рис. 9): можливості затягування гайок затискних механізмів (7); «сусідства» втулок внутрішньої напівмуфти (8); можливості відносного обертання напівмуфт (9); відсутності інтерференції втулок зовнішньої та внутрішньої напівмуфт (10); відсутності інтерференції канатів та суміжних втулок внутрішньої напівмуфти (11).

$$t_{6H} \geq A, \quad (7)$$

де A – розмір «під ключ» згідно ГОСТ 13682;

$$t_{6H} = D_{6H} \sin \frac{\pi}{z} - \text{крок затискних механізмів 2}$$

у внутрішній напівмуфті.

$$\kappa_1 > (t_{6H} - d_{6m}), \quad (8)$$

де κ_1 – зазор між суміжними втулками внутрішньої напівмуфти; d_{6m} – діаметр втулки.

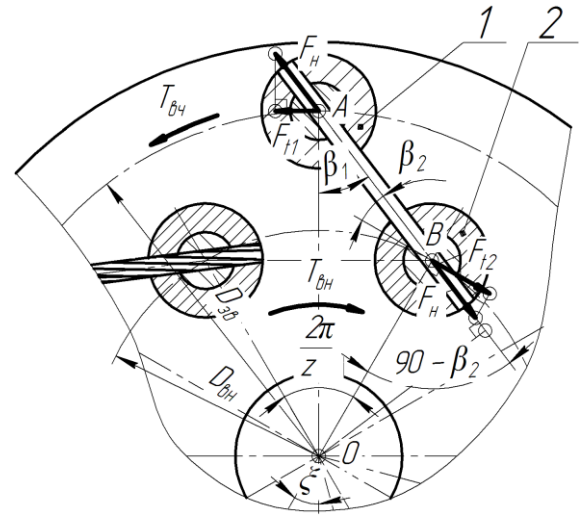


Рисунок 7 – Схема до силового розрахунку муфти

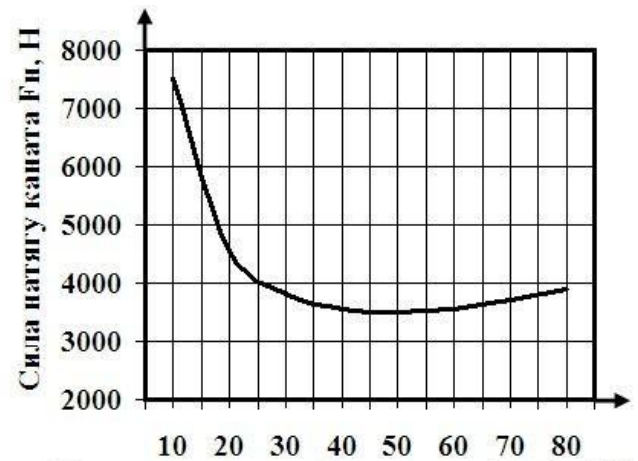


Рисунок 8 – Графік залежності сили натягу каната F_H від величини кута монтажного зміщення напівмуфт ζ

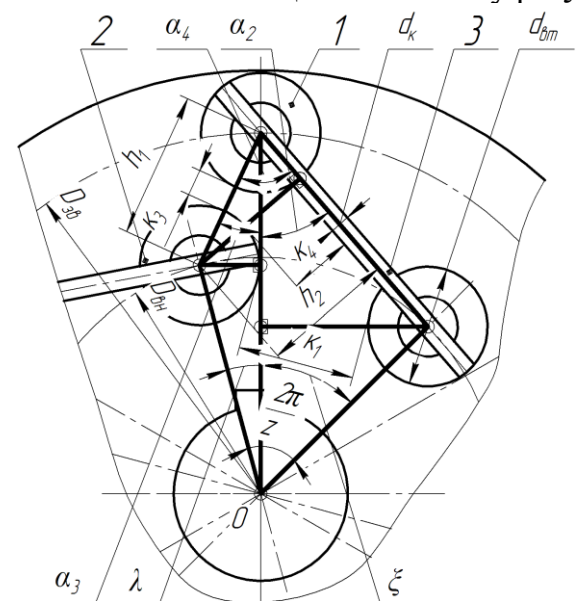


Рисунок 9 – Схема до геометричного розрахунку муфти

$$\kappa_2 > 0, 5(D_{36} - D_{6H} - d_{6M}); \quad (9)$$

$$\kappa_4 > (h_2 - 0, 5(d_{6M} + d_K)), \quad (11)$$

де h_2 – відстань між віссю втулки внутрішньої напівмуфти та віссю AB каната діаметром d_K .

Отримано вирази (12)...(16) для перевірки виконання наведених умов геометричного існування під час розрахунку та компонування муфт:

$$h = 0, 5(D_{36} - D_{6H} \cos \square) \sqrt{1 + Y^2}; \quad (12)$$

$$X = \frac{D_{6H} \sin \square}{D_{36} - D_{6H} \cos \square}; \quad (14)$$

$$Y = \frac{D_{6H} \sin \square}{D_{36} - D_{6H} \cos \square}; \quad (15)$$

$$h = \frac{0, 5(D_{36} - D_{6H} \cos \square) \sqrt{1 + Y^2} \cdot Z}{\sqrt{1 + Z^2}}; \quad (13)$$

$$Z = \frac{X + Y}{1 - X \cdot Y}. \quad (16)$$

Отримані результати стали основою для кількісного моделювання компонування та навантажувальної здатності муфт з хордальним і тангенціальним розташуванням канатів. Базовою прийнята муфта з хордальним розташуванням канатів у якої $D_{36} = 145$ мм, $d_K = 4,0$ мм, $d_{6M} = 24$ мм, $z = 8$. Приймавши силу натягу канатів $F_H = 1000$ Н обчислено, що ця муфта може передавати момент $T_x = 536$ Н·м. Кількість канатів, їх діаметр та натяг, а також габарити ($D_{36} = 145$ мм, $D_{6H} = 110$ мм) муфти

з тангенціально розташованими канатами прийнято відповідними базовій муфті з хордально розташованими канатами. Графічна інтерпретація результатів моделювання (рис. 10) дає можливість стверджувати, що обмеження по затягуванню гайок згідно умови (7) для даної кількості канатів відсутнє, оскільки суцільна пряма лінія t_{6H} лежить вище ніж штрихова пряма $[A]$. Інтерференція суміжних втулок, а також канатів і втулок згідно умов (10) та (11) відсутня при кутах $\xi \approx 0...27^\circ$. Лімітуючим параметром є зазор κ_3 , який при кутах ξ менше 27° приймає значення більше нуля (цій позиції відповідає вертикальна лінія границі компонувальних обмежень на графіку рис. 10 – геометричне існування муфти можливе при кутах ξ зліва від цієї лінії). Таким чином, при однакових габаритах, кількості та натягу канатів, муфта з хордальним їх розташуванням має на 18% більшу навантажувальну здатність порівняно з муфтою із тангенціальним розташуванням канатів ($T_T = 439$ Н·м при $\xi = 27^\circ$). Моделювання також показало, що однакової навантажувальної здатності муфт з хордальними і тангенціальними канатами при однакових габаритах, діаметрі та робочому натягу встановлених канатів можна забезпечити збільшенням їх кількості z у муфті з тангенціальним розташуванням на 50%. При збільшенні габаритів муфти з тангенціальними канатами на 100% та кількості

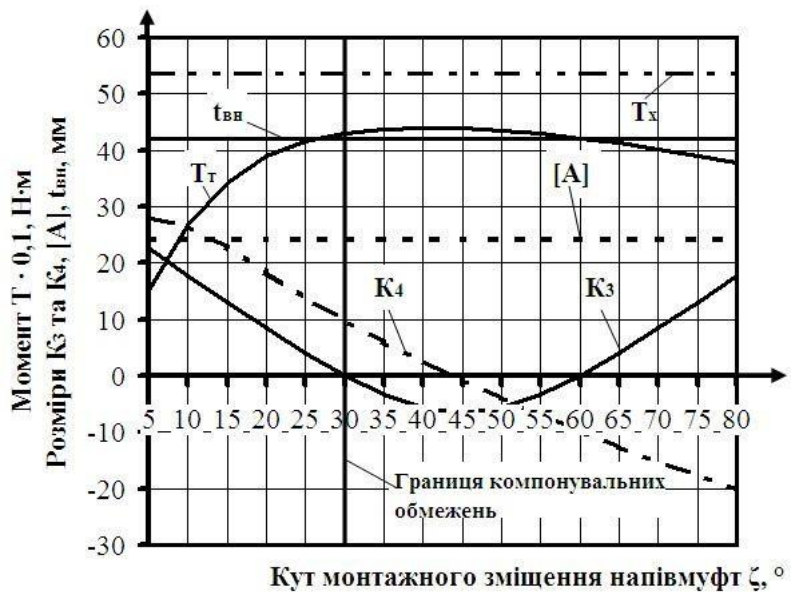


Рисунок 10 – Графічна інтерпретація результатів моделювання компонування муфт

канатів у 3 рази при незмінному їх діаметрі та робочому натягу, навантажувальна здатність, порівняно з муфтою оснащеною хордально розташованими канатами, збільшується до $T_T = 2537$ Н·м. Отримані результати дозволяють стверджувати, що при жорстких вимогах до компактності приводу слід застосовувати муфти з канатами хордального розташування, оскільки вони мають більшу навантажувальну здатність при рівних габаритах. Муфти з канатами тангенціального розташування слід встановлювати у приводи, що конструктивно містять напівмуфти різного діаметру, наприклад для сполучення дизеля з напівмуфтою великого діаметру на маховику із робочою машиною, наприклад у складі дизель-генераторів суднових чи стаціонарних енергетичних установок.

Методом замкнених векторних контурів отримано вирази для обчислення довжини кожного канатного елемента муфт з хордальним (17) і тангенціальним (18) розташуванням канатів у будь-якому кутовому положенні муфти при роботі в умовах неспіввісності (рис. 11), а також кутів повороту затискних елементів у місцях закріплення канатів.

$$\left\{ \begin{aligned} L &= \sqrt{[\Delta_r + 0,5D(\cos\varphi_{внi} - \cos\varphi_{вчi})]^2 +} \\ &\sqrt{[0,5D(\sin\varphi_{внi} - \sin\varphi_{вчi})]^2} \\ \varphi_{вчi} - \varphi_{внi} &= 2 \arcsin \frac{L_{к0}}{D_{зв}}; \end{aligned} \right. \quad (17)$$

$$\left\{ \begin{aligned} L &= \sqrt{[\Delta_r + 0,5D \cos\varphi_{вн} - 0,5D \cos\varphi_{вч}]^2 +} \\ &\sqrt{[0,5D \sin\varphi_{вн} - 0,5D \sin\varphi_{вч}]^2} \\ \varphi_{вчi} - \varphi_{внi} &= \varphi, \end{aligned} \right. \quad (18)$$

де Δ_r – величина неспіввісності;

$\varphi_{вчi}$ та $\varphi_{внi}$ – кути повороту ведучої та веденої напівмуфт;

$L_{к0}$ – довжина каната при відсутності неспіввісності.

За рахунок кількісного моделювання встановлено, що неспіввісність напівмуфт впливає на перерозподіл навантаження між канатами. У найгіршому випадку навантаження може нести лише половина канатів, що враховано при визначенні розрахункового навантаження канатів введенням коефіцієнта нерівномірності. Найбільш навантаженим завжди є той канат, вісь якого в даний момент часу паралельна площині радіального зміщення. За один оберт муфти довжина кожного каната коливатиметься на величину $2\Delta_r$ (від $+\Delta_r$ до $-\Delta_r$). Видовження канатів муфт з торцевою установкою не залежить від їх розташування, а залежить тільки від величини радіального зміщення осей напівмуфт Δ_r . Кут монтажного зміщення ζ у муфтах з тангенціально розташованими канатами забезпечує лише кутовий зсув «фази» деформації канатів.

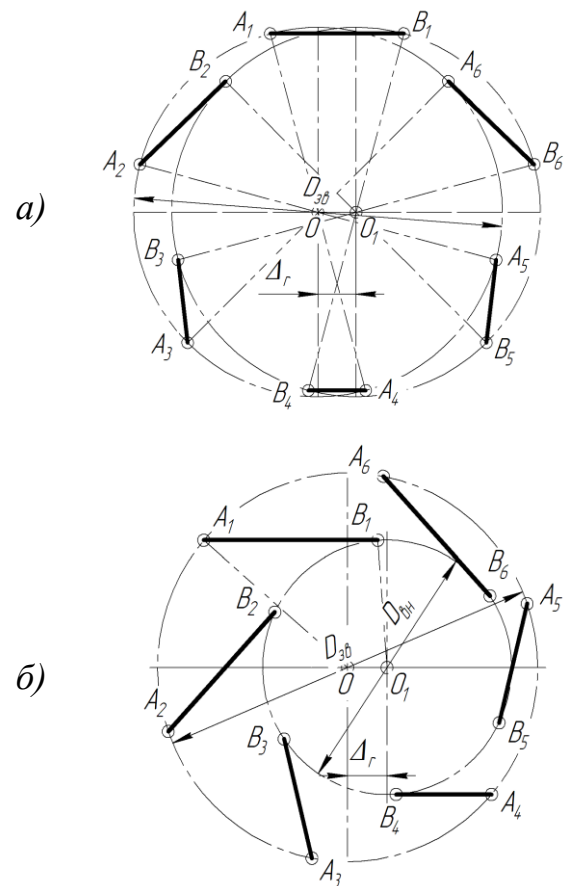


Рисунок 11 – Схема роботи муфт з торцевою установкою канатів хордального (а) і тангенціального (б) розташування в умовах неспіввісності

Встановлено, що канати у муфтах, які працюють в умовах неспіввідності доцільно закріплювати шарнірно, що дозволяє знизити їх навантаженість. Це пояснюється тим, що у випадку жорсткого закріплення канатів у напівмуфтах, за рахунок повороту їх затискних механізмів, канати додатково деформуватимуться за рахунок часткового «намотування» на втулки затискних механізмів (рис. 12). Вираз для обчислення довжини каната при цьому матиме вигляд (19).

$$\begin{cases} L_{kpi} = (L_{em} - d_{em} \cos \Delta \square_{ui}) \sqrt{1 + tg^2 \square_1} + d_{em}; \\ tg \square_1 = \frac{d_{em} \sin \Delta \square_{ui}}{L_{em} - d_{em} \cos \Delta \square_{ui}}, \end{cases} \quad (19)$$

де $\Delta \square_{ui}$ – кут повороту шарніра затискного механізму.

На рис. 13. наведена отримана закономірність видовження канатів при жорсткому та шарнірному їх закріпленні за один оберт муфти з хордально розташованими канатами. Радіальне зміщення при моделюванні прийнято $\Delta_r = 15$ мм. Дані наведених графіків доводять, що жорстке закріплення канатів спричиняє їх додатковий натяг. Для муфт з хордальним розташуванням канатів та муфт з тангенціальним їх розташуванням при $\zeta = 45^\circ$ та $\zeta = 55^\circ$ цей додатковий натяг має місце на протязі всього оберту муфти. Однак, зі збільшенням кута монтажного зміщення до значень $\zeta = 65^\circ$ та 75° при кутах повороту муфти $\varphi_m = 0 \dots 120^\circ$ деформації канатів при жорсткому та шарнірному закріпленні практично співпадають, що обумовлено особливостями кінематики замінюючого чотиришарнірного механізму. Отримані в розділі результати та розрахункові моделі дозволяють виконувати раціональне проектування запропонованих постійних муфт. Їх було апробовано на практиці при розробленні та впровадженні муфт з тангенціально розташованими канатами в приводи діючих відцентрових насосів K200-150-400 ($Q = 400$ м³/год, $P = 90$ кВт, $T = 580$ Н·м) замість базових втулково-пальцевих муфт 2000-61-1-75-1УЗ ГОСТ 21424, де муфти з канатними елементами підтвердили свою працездатність та безвідмовність на протязі 5 років експлуатації. Розроблення та аналіз крутильної динамічної моделі приводу згаданого насоса при різкому відкритті нагнітального клапана показали, що оснащення його розробленою муфтою забезпечує значення коефіцієнта динамічності на рівні $K_d = 1,92$, що є не більшим ніж у базовому варіанті зі втулково-пальцевою муфтою, та відповідає відомим рекомендаціям довідкової літератури для подібних приводів.

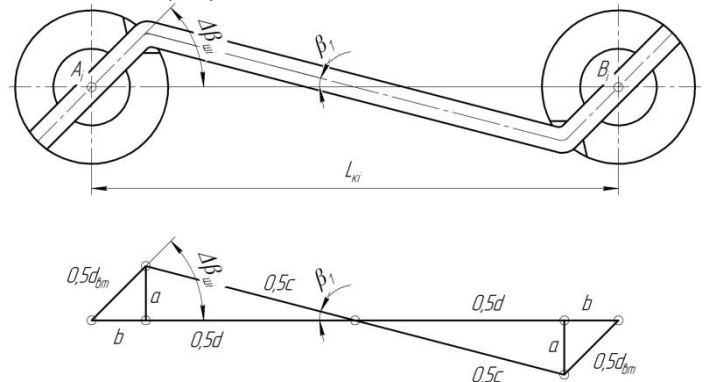


Рисунок 12 – Схема до визначення деформації жорстко закріплених канатів

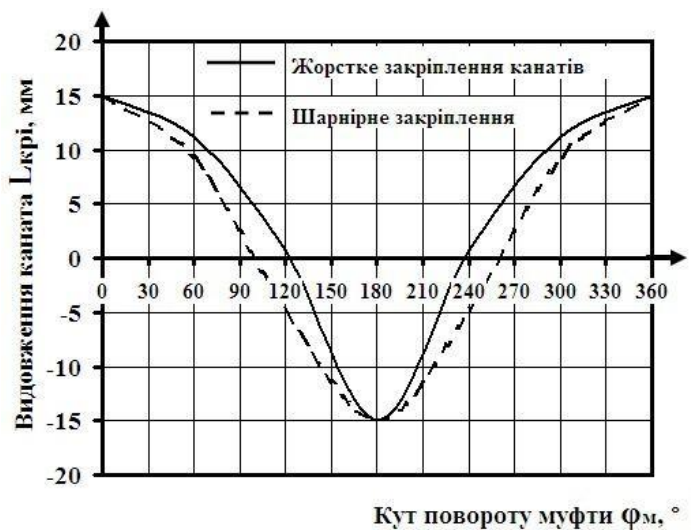


Рисунок 13 – Графік зміни видовження канатів за один оберт муфти з хордальним розташуванням канатів при їх шарнірному та жорсткому закріпленні

У четвертому розділі виконано обґрунтування параметрів та характеристик канатно-роликкових муфт підвищеної компенсуючої здатності. Муфта (рис. 14) містить дві напівмуфти: зовнішню 1 і внутрішню 2, що сполучені відрізком каната 3, обидва кінці каната закріплені у пальцях 4, що встановлені у зовнішній напівмуфті 1, а внутрішня напівмуфта 2 містить охоплені канатом 3 ролики 5, встановлені з можливістю повороту на осях 6. У випадку наявності радіальної неспіввісності Δ_r , одночасно з обертанням муфти матиме місце взаємне переміщення напівмуфт за кожен оберт на величину неспіввісності та обкочування роликів по канату без його значного видовження та радіального тиску на вали. Муфта може бути виконана реверсивною із застосуванням двох відрізків каната та двох пар роликів.

На підставі аналізу розрахункової схеми муфти (рис. 15) обґрунтовано її геометричні та силові параметри, а також отримано відповідні аналітичні залежності (20)...(23) для визначення сили натягу каната F_H , кутів охоплення роликів, довжини каната тощо.

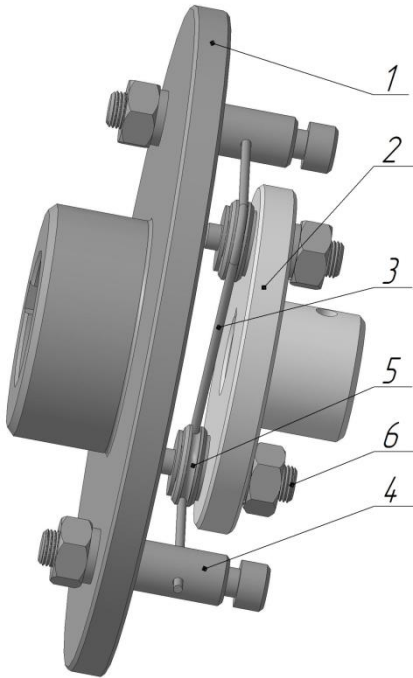


Рисунок 14 – Схема канатно-роликкової муфти

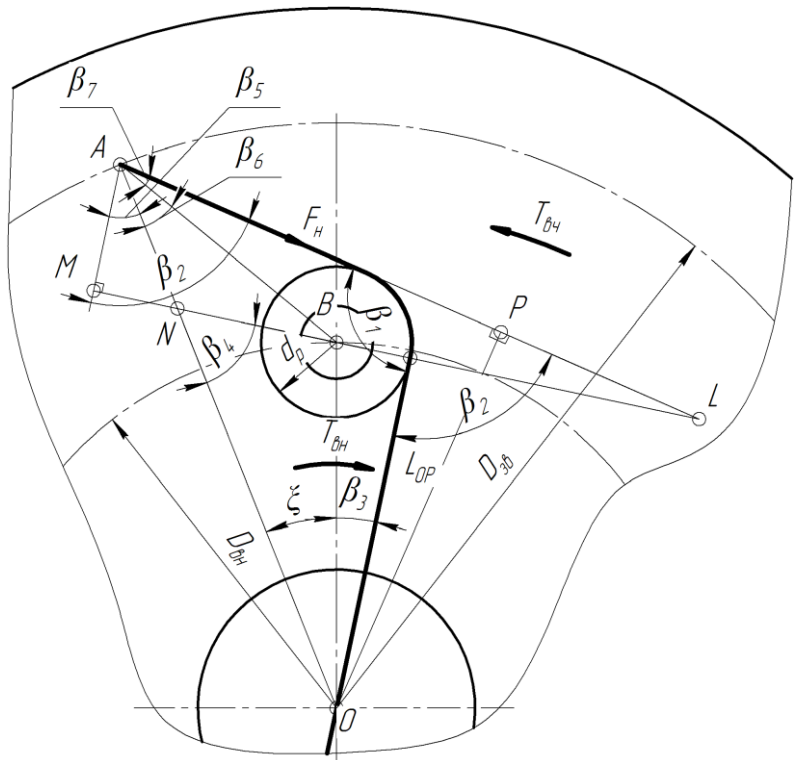


Рисунок 15 – Схема до силового та геометричного розрахунку канатно-роликкової муфти

$$F_H = \frac{2T}{L_{OP}} ;$$

(20)

$$L_{OP} = 0,5 \sin \left[\frac{D_{36}}{D_{6H}} \cos \left(\arcsin \frac{d_p}{D_{6H}} \right) + d_p \tan^2 \right] ; \quad (21)$$

$$L_{AB} = \sqrt{0,25(D_{36}^2 + D_{6H}^2) - 0,5D_{36}D_{6H} \cos \left[\right] } ; \quad (23)$$

де T – обертальний момент муфти; L_{OP} – плече дії сили натягу каната; D_{36} – діаметр закріплення кінців каната у зовнішній напівмуфті; D_{6H} – діаметр закріплення роликів у внутрішній напівмуфті; d_p – діаметр роликів; ξ – кут монтажного зміщення напівмуфт.

$$\begin{aligned} & \left[\arcsin \frac{d_p}{D_{6H}} + \arcsin \left(\frac{0,5D_{36}}{L_{AB}} \sin \left[\right] \right) + \arcsin \left(\frac{0,5d_p}{L_{AB}} \right) \right] + \quad (22) \end{aligned}$$

Результати кількісного аналізу взаємного впливу конструктивних параметрів муфти демонструють (рис. 16), що муфта є малочутливою до точності виготовлення та складання, зокрема при зміні довжини каната на 20% його натяг збільшується всього на 10%.

Отримані розрахункові моделі дозволили, за рахунок виконання однокритеріальної оптимізації, побудувати номограми (рис. 17), які дають можливість визначати геометричні параметри, наприклад кут монтажного зміщення ζ_F , при відомих діаметрах d_p , D_{36} та D_{en} або коефіцієнтах $\psi_{pD} = d_p / D_{36}$ та $\psi_D = D_{36} / D_{en}$, що забезпечують мінімальне навантаження деталей муфти. Це дозволяє значно спростити проектування за рахунок зменшення кількості ітерацій, що їх повинен виконати конструктор при розробленні муфти.

При роботі муфти в умовах неспіввісності Δ_r (рис. 18) центр напівмуфти, в якій закріплено осі роликів, зміститься на величину Δ_r з точки O в точку O_1 . При обертанні муфти змінюються відстані AB , SA та дуга SR за рахунок зміни кутів

$\alpha_1, \alpha_2, \alpha_4 - \alpha_7$ та кута монтажного зміщення α . Точки розрахункової схеми (рис. 18), що відносяться до ролика та відрізка каната, які в даний момент часу знаходяться над площиною зміщення позначені індексом 1, а ті, що знаходяться під площиною зміщення – індексом 2. Відповідні цим роликів та відрізкам каната кути – одним штрихом та двома штрихами. Таким чином, за наявності неспіввісності ділянка каната $O_1R_1S_1A_1 = L_{k1}$, що розташована над площиною радіального зміщення стане довшою за ділянку $O_1R_2S_2A_2 = L_{k2}$ під площиною зміщення за рахунок збільшення довжини відрізка S_1A_1 порівняно з S_2A_2 та довжини дуги R_1S_1 порівняно з R_2S_2 (за рахунок збільшення кута охоплення ролика α_1' порівняно з кутом α_1'').

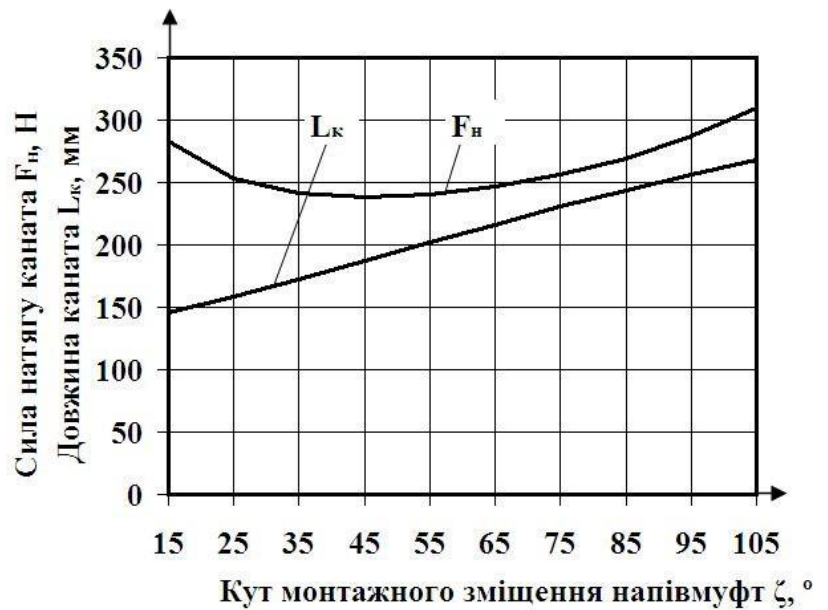


Рисунок 16 – Графік залежності сили натягу каната F_H та довжини каната L_K від кута монтажного зміщення напівмуфти ζ

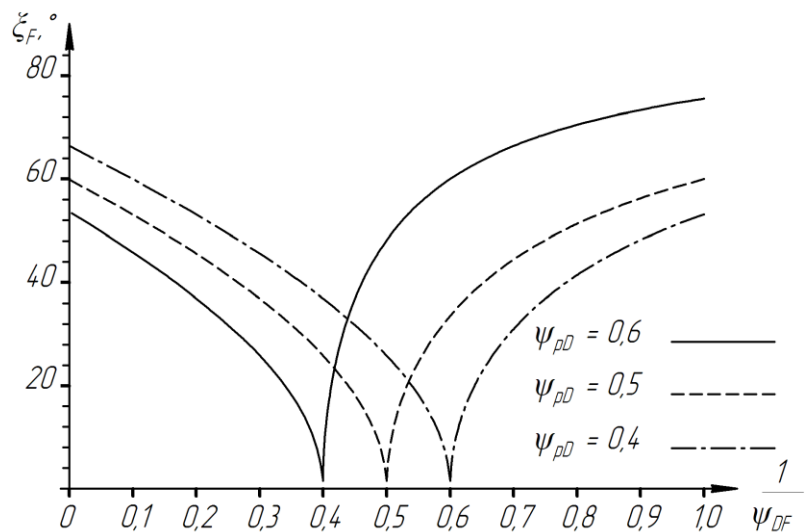


Рисунок 17 – Номограми для вибору геометричних параметрів муфти, що забезпечують мінімальне навантаження деталей (вибірково)

Для оцінки видовження каната та, відповідно, навантаження на вали від муфти за наявності неспіввісності розроблено аналітичне забезпечення для оцінки довжини каната при будь-якому куті повороту муфти. Зокрема її основні геометричні параметри набудуть величини

$$\alpha_i' = \arccos \left[\frac{L_{AiO_i}^2 + 0,25D_{\text{вн}}^2 - L_{AiB_i}^2}{L_{AiO_i} D_{\text{вн}}} \right]; \quad (24)$$

$$L_{AiP} = \sqrt{\Delta_r^2 + 0,25D_{\text{вн}}^2 - \Delta_r \cdot D_{\text{вн}} \cos \alpha_{\text{вн}i}}; \quad (25)$$

$$S_{Ai} = L_{Ai} \cos \left(\arcsin \frac{0,5d_p}{L_{AiB_i}} \right); \quad (26)$$

$$R_{Si} = \frac{d_p \alpha_i'}{360}, \quad (27)$$

$$\begin{aligned} \text{де } OR_1 &= OR_2 = \frac{d_p}{0,5D_{\text{вн}} \cos \left(\arcsin \frac{d_p}{D_{\text{вн}}} \right)}; \\ \alpha_{\text{вн}1i} &= \alpha_{\text{м}i}; \alpha_{\text{вн}2i} = \alpha_{\text{м}i} - \alpha_i'; \\ \alpha_{\text{вн}2i} &= \alpha_{\text{вн}1i} + \alpha_i'; \alpha_{\text{вн}2i} = \alpha_{\text{вн}2i} + \alpha_i'. \end{aligned}$$

При цьому повна довжина каната складатиме $L_{\kappa\Delta} = L_{\kappa1} + L_{\kappa2}$, його видовження від неспіввісності $\Delta L_{\kappa} = L_{\kappa\Delta} - L_{\kappa}$, а навантаження $F_{\text{рад}}$ на сполучені вали та радіальна жорсткість муфти C_r становитимуть:

$$F_{\text{рад}} = A E_{\Sigma \kappa} \frac{\Delta L_{\kappa}}{L_{\kappa}}; \quad (28)$$

$$C_r = A E_{\Sigma \kappa} \frac{\Delta L_{\kappa}}{\Delta_r L_{\kappa}}; \quad (29)$$

де A_{Σ} – сумарна площа дротин каната; $E_{\kappa} = 1,0 \times 10^5$ МПа – модуль пружності каната при розтягу.

Кількісний аналіз, для канатно-роlikової муфти призначеної для передачі моменту $T = 16$ Н·м при роботі в умовах неспіввісності $\Delta_r = 2,5$ мм, дав можливість побудувати графіки показані на рис. 19 та рис. 20, що демонструють вплив кута монтажного зміщення ζ на величину радіального навантаження від муфти на вали та її радіальну жорсткість. Для муфти з пружною зірочкою KTR ROTEX SIZE 28, аналогічної канатно-роlikовій муфті навантажувальної здатності, радіальна жорсткість має величину близько $C_r = 700$ Н/мм. Для канатно-роlikової муфти при $\zeta = 15^\circ$ радіальна жорсткість складає $C_r = 100$ Н/мм, при $\zeta = 105^\circ$ – $C_r = 20$ Н/мм, тобто, при допустимій фірмою KTR неспіввісності $[\Delta_r] = 0,25$ мм, муфта з зірочкою створюватиме навантаження на сполучені вали на рівні $F_{\text{рад}} = C_r \Delta_r = 700 \cdot 0,25 = 175$ Н, тобто величину одного порядку з радіальним навантаженням 51...253 Н канатно-роlikової муфти при вдесятеро більшій неспіввісності $\Delta_r = 2,5$ мм, що ілюструє переваги досліджених канатно-роlikових муфт.

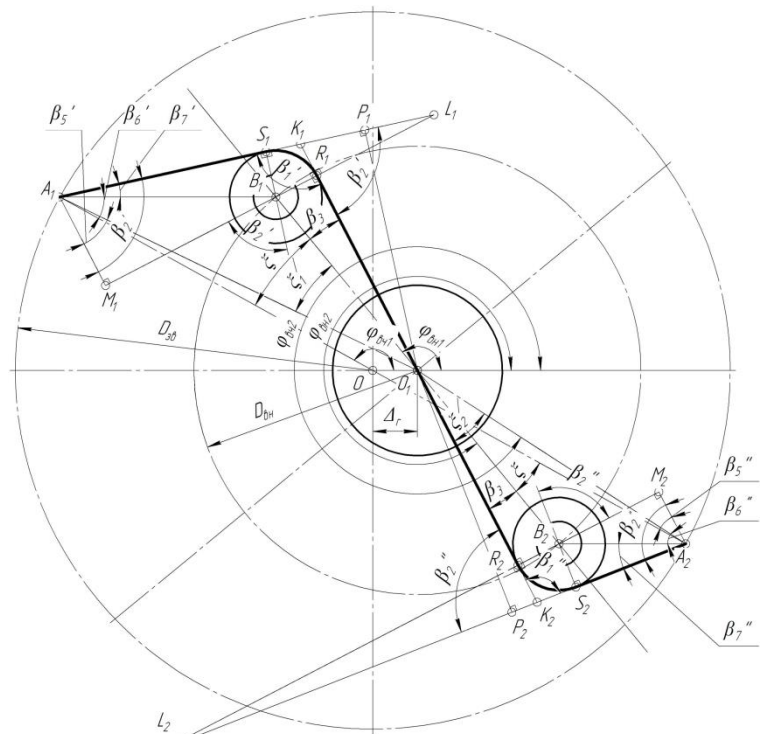


Рис. 18 – Схема до геометричного розрахунку канатно-роlikової муфти в умовах неспіввісності

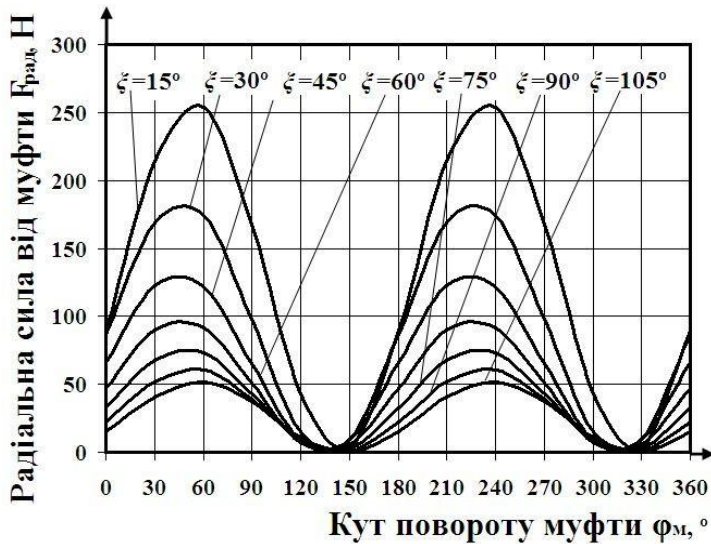


Рисунок 19 – Графік зміни радіального навантаження на вали F_{rad} в залежності від кута монтажного зміщення ξ

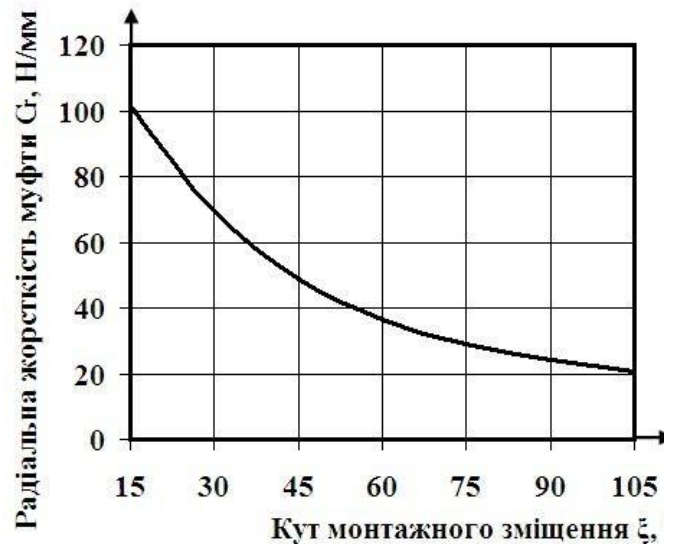


Рисунок 20 – Графік зміни радіальної жорсткості муфти C_r в залежності від кута монтажного зміщення ξ

Показано, що механічні втрати в канатно-роlikовій муфті складаються зі втрат на подолання тертя роликів на своїх осях та втрат на згин канатів (втрат на подолання їх жорсткості) на роliках при роботі муфти в умовах неспіввісності (рис. 21).

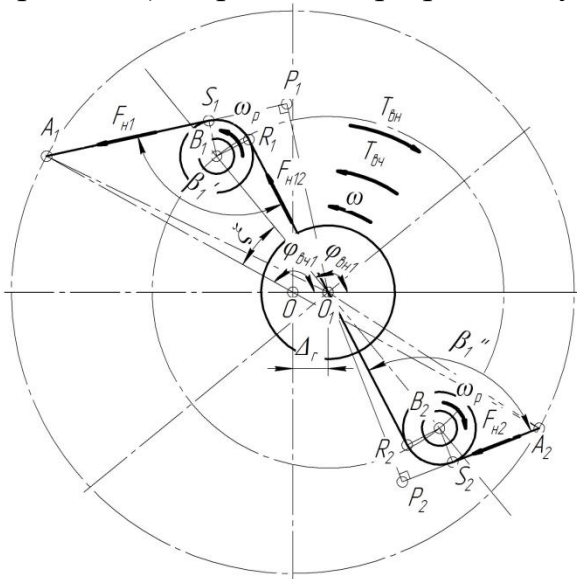


Рисунок 21 – Схема до визначення натягу гілок каната муфти

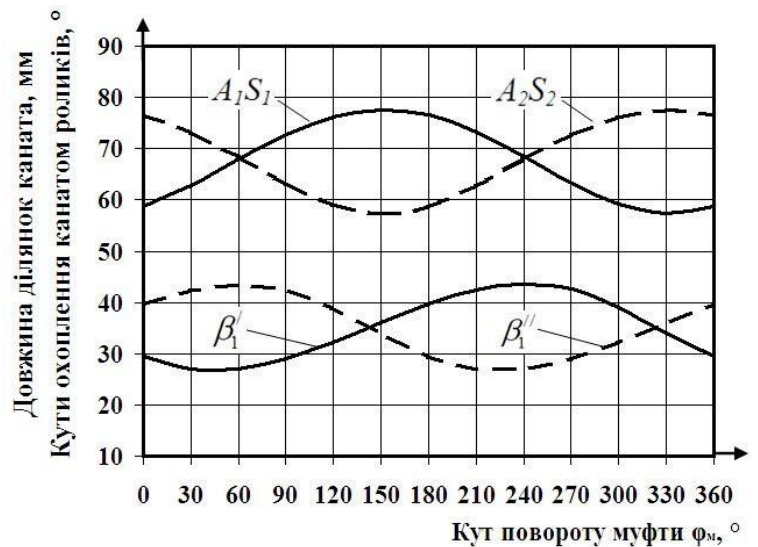


Рисунок 22 – Графік зміни довжини відрізків каната та кутів охоплення роликів

Ці процеси ілюструються зокрема тим, що довжина ділянки каната A_1S_1 , яка лежить над площиною радіального зміщення OO_1 , більша ніж довжина ділянки A_2S_2 під цією площиною. Цей факт демонструють графіки показані на рис. 22 – при кутах повороту $330^\circ \dots 150^\circ$ зростає довжина ділянки A_1S_1 і зменшується довжина ділянки A_2S_2 , а більший натяг F_{H1} при цьому матиме ділянка каната A_1S_1 , що збігає з роliка 1. Відповідно при кутах повороту $150^\circ \dots 330^\circ$ зростає довжина ділянки A_2S_2 і зменшується довжина ділянки A_1S_1 , а найбільший натяг F_{H2} матиме ділянка каната A_2S_2 , що збігає з роliка 2. За рахунок аналізу втрат у муфті, отримано вирази для визначення енергетичних параметрів, зокрема величини втрат та середнього ККД муфти (30)

$$\eta_{cp} = \frac{2}{(1 + \eta_{тр} + \eta_{жс})^2 + 1}, \quad (30)$$

де $\eta_{тр}$ – коефіцієнт втрат на тертя ролика на осі; $\eta_{жс}$ – коефіцієнт втрат на подолання жорсткості каната (за Б.С. Ковальським).

Експериментальне визначення ККД канатно-роликівих муфт в умовах неспіввісності виконували на серійній установці ДП-5К, оснащений спеціальним пристосуванням, що дозволяло імітувати роботу дослідного зразка муфти (рис. 23, а) в умовах неспіввісності $\Delta_r = 5$ мм з метою оцінки впливу на ККД діаметра встановлених роликів ($d_p = 24 \dots 64$ мм, (рис. 23, б) і кута монтажного зміщення ($\xi = 15 \dots 120^\circ$), та можливості впровадження запропонованих моделей у практику розрахунку приводів.

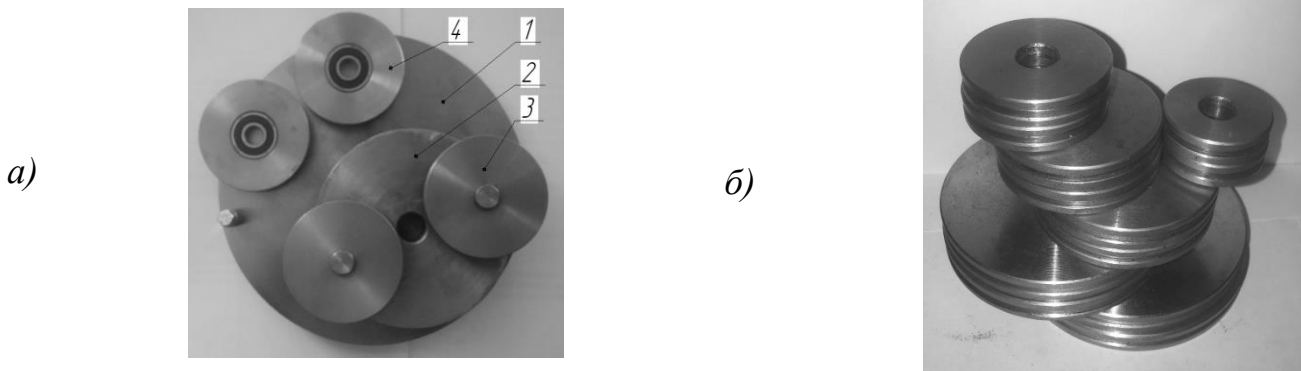


Рисунок 23 – Елементи дослідного зразка муфти:

а): 1 – зовнішня напівмуфта; 2 – внутрішня напівмуфта зі встановленими роликами 3 на підшипниках ковзання; 4 – ролики із запресованими підшипниками кочення; б) – комплекти змінних роликів.

Після виконання експериментальних досліджень та оброблення результатів побудовані графіки залежності коефіцієнта корисної дії канатно-роlikової муфти від кута монтажного зміщення ξ (рис. 24) та коефіцієнта діаметра ролика ψ_{pD} (рис. 25). На цих графіках теоретичні залежності побудовані згідно виразу (30). Аналіз графіків на рис. 24 та рис. 25 дозволяє стверджувати, що отриманий вираз (30) дозволяє оцінювати значення коефіцієнта корисної дії канатно-роlikової муфти, оскільки відмінність між теоретичними та експериментальними результатами становить 2...4%.

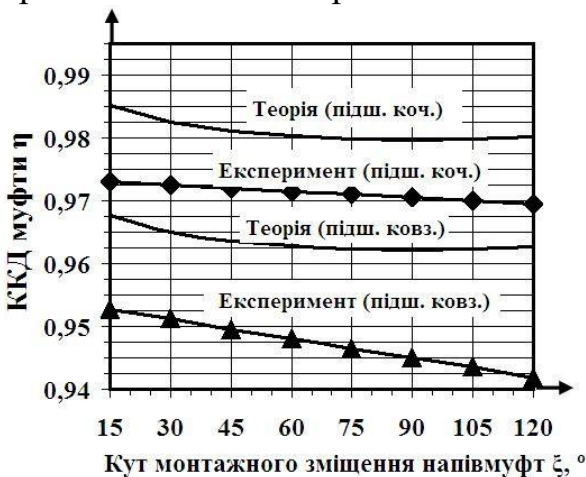


Рисунок 24 – Графік залежності ККД муфти від кута монтажного зміщення ξ

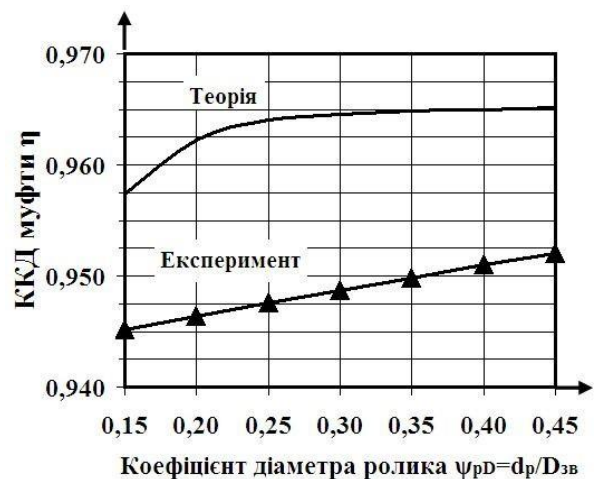


Рисунок 25 – Графік залежності ККД муфти від коефіцієнта діаметра ролика ψ_{pD}

Дані представлених графіків також свідчать на користь застосування підшипників качення в опорах роликів, що дозволяє підвищити ККД муфти, порівняно із варіантом застосування підшипників ковзання на 2...3%. Згідно експериментальних даних (рис. 25), при збільшенні коефіцієнта діаметра ролика в три рази ($\square_{pD}$ з 0,15 до 0,45) ККД муфти збільшується майже на 1%. Теоретичний та експериментальний аналіз підтверджує, що ролики доцільно приймати можливо більшого, з умов компонування муфти, діаметру з чотирьох причин – зниження робочого натягу каната, зниження напружень згину в його дротинах, зниження додаткового видовження від неспіввісності та підвищення ККД.

П'ятий розділ містить дослідження запобіжних муфт з канатними елементами трьох основних принципів дії – з екстракцією канатів із затискних механізмів, фрикційних та профільних відцентрових. Для муфт з екстрагованими канатами хордального (рис. 26) та тангенціального (рис. 3, б) розташування отримані розрахункові залежності, що дозволяють оцінити геометричні та кінематичні параметри роботи муфт, зокрема час удару суміжних втулок t_y при стопорінні однієї з напівмуфт, часу екстракції каната t_k та пальця t_e під дією пружини, та потрібної її жорсткості C . Показано, що характеристики запобіжних муфт з тангенціально розташованими канатами, зокрема критичні частоти обертання (31), (32) при яких муфти здатні виконувати запобіжні функції, відрізняються в залежності від того, яка напівмуфта (зовнішня чи внутрішня), є ведучою. У випадку ведучої зовнішньої напівмуфти критична частота обертання $\square_{36}$ є більшою ніж у випадку ведучої внутрішньої напівмуфти ($\square_{6H}$). Це пояснюється тим (рис. 27), що в першому випадку, при рівних геометричних параметрах, сума часу екстракції каната $t_{кзв}$ та екстракції пальця t_e більше ніж у другому випадку ($(t_{кзв} + t_e) > (t_{квн} + t_e)$). З огляду на це, у швидкохідних приводах на ведучий вал доцільно встановлювати зовнішню напівмуфту.

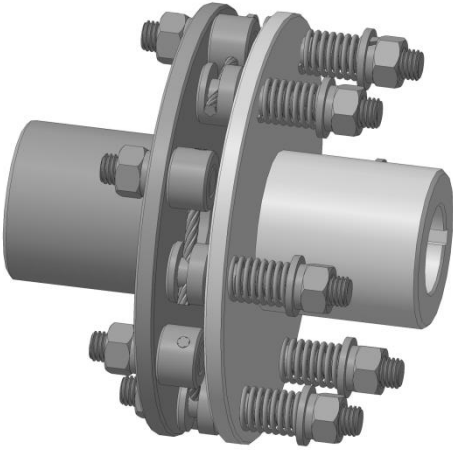


Рисунок 26 – Схема запобіжної муфти з екстрагованими канатами хордального розташування

$$\square_{36} \leq \sqrt{\frac{c}{m_{n2}}} \left| \frac{z - \square - \arccos \frac{0,25(D_{36}^2 + D_{6H}^2) - d^2}{d D \sin \square}}{D_{36} \sqrt{0,25(D_{36}^2 + D_{6H}^2) - 0,5 D_{36} D_{6H} \cos \square}} \right| ; (31)$$

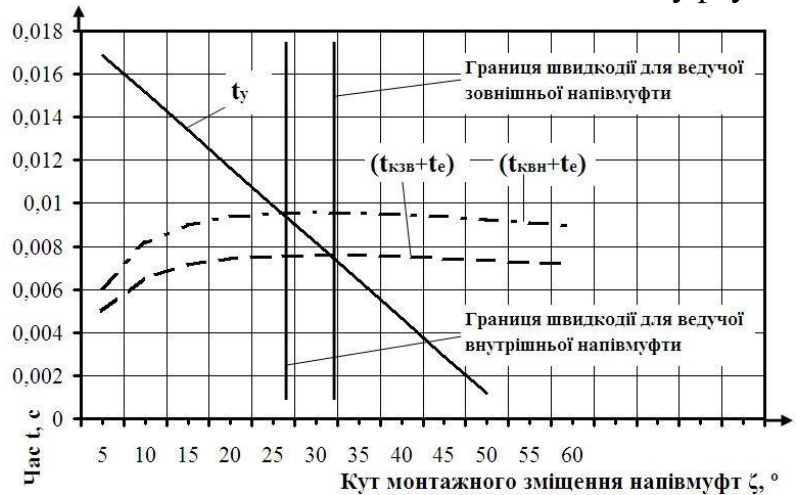


Рисунок 27 – Графік впливу кута монтажного зміщення напівмуфт ζ на параметри швидкодії муфти

$$\square_{6H} \leq \sqrt{\frac{c}{m_{n2}}} \left| \frac{z - \square - \arccos \frac{0,25(D_{36}^2 + D_{6H}^2) - d^2}{d D \sin \square}}{D_{6H} \sqrt{0,25(D_{36}^2 + D_{6H}^2) - 0,5 D_{36} D_{6H} \cos \square}} \right| ; (32)$$

де m_{n2} – маса екстрагованих пружиною деталей; d_{6H} – діаметр втулки; z – кількість канатів.

Аналітично доведено, що оснащення фрикційних муфт канатними елементами дозволяє ліквідувати надлишкові зв'язки у їх механізмах на всіх режимах роботи і таким чином підвищити рівномірність розподілу навантаження між колодками та знизити чутливість муфт до точності виготовлення і монтажу.

Розроблено аналітичне забезпечення для обчислення моменту тертя T_{mp} , який здатні розвинути розроблені та запатентовані муфти з циліндричними (рис. 28) (33) та конусними (34) поверхнями тертя, а також значення коефіцієнтів точності їх спрацьовування γ_m (35), (36). Це дозволило виконати кількісне моделювання навантажувальної здатності фрикційних муфт з канатними елементами та оцінити їх основні експлуатаційні характеристики. При цьому, встановлено, що точність спрацьовування фрикційних муфт з канатними елементами більша ніж у базової муфти відцентрового сепаратора СЦ-1,5 ($\gamma_m = 4,00$) з радіально рухомими колодками в 1,3...1,5 рази для муфт з циліндричними поверхнями тертя ($\gamma_m = 2,05...3,15$) (рис. 29) та в 1,4...2,3 рази для конусних муфт ($\gamma_m = 1,78...2,84$).

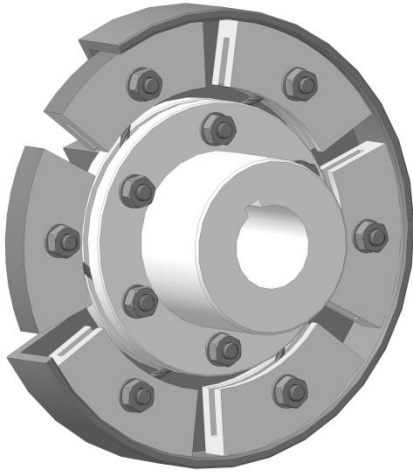


Рисунок 28 – Схема фрикційної муфти з циліндричними поверхнями тертя

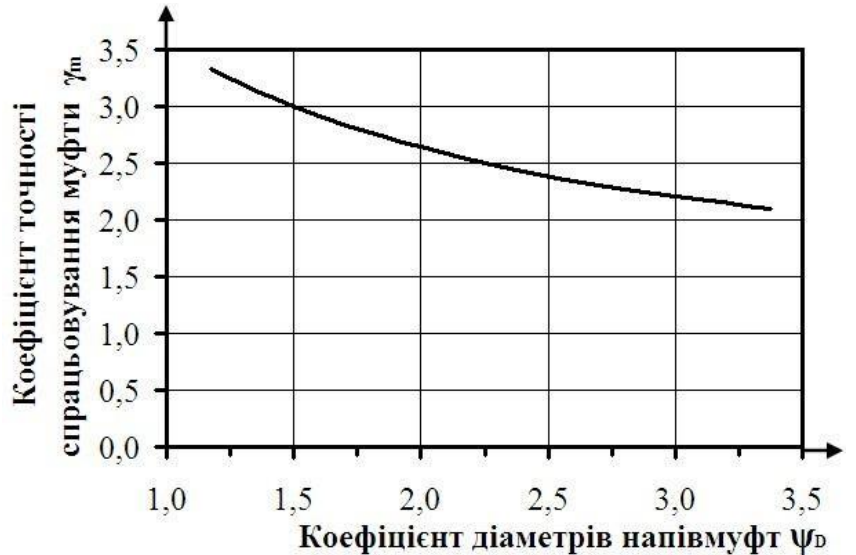


Рисунок 29 – Графік впливу величини коефіцієнта діаметрів ψ_D на коефіцієнт точності γ_m муфти з циліндричними поверхнями тертя

$$T_{mp} = \frac{0,25zf_m \psi_D^2 D D \psi_D}{\kappa_{mp} \psi_{en} D}; \quad (33)$$

$$\gamma_m = \frac{f_m \left[1 + \frac{2fD}{D_{en} \psi_D \sin \psi_D} \sqrt{0,25(\psi_D^2 + 1) - 0,5 \psi_D \cos \psi_D} \right]}{f_n \left[1 + \frac{2f_m D}{D_{en} \psi_D \sin \psi_D} \sqrt{0,25(\psi_D^2 + 1) - 0,5 \psi_D \cos \psi_D} \right]}; \quad (35)$$

$$T_{mp} = \frac{0,25zf_m \psi_D^2 D D \psi_D}{\kappa_{mp} \psi_{en} D}; \quad (34)$$

$$\gamma_m = \frac{f_m \left[1 + \frac{2fD}{D_{en} \psi_D \sin \psi_D} \sqrt{0,25(\psi_D^2 + 1) - 0,5 \psi_D \cos \psi_D} \right]}{f_n \left[1 + \frac{2f_m D}{D_{en} \psi_D \sin \psi_D} \sqrt{0,25(\psi_D^2 + 1) - 0,5 \psi_D \cos \psi_D} \right]}; \quad (36)$$

де ω – кутова швидкість обертання муфти; m_k – маса колодки; f – середній коефіцієнт тертя ковзання колодок по фрикційній поверхні зовнішньої напівмуфти (f_m – максимальний, f_n – мінімальний); D_{mp} – діаметр поверхні тертя.

Виконане обґрунтування конструктивних та силових параметрів, а також експлуатаційних характеристик розробленої та запатентованої конструкції канатно-роликової профільної запобіжної муфти (рис. 30), а саме виразів для обчислення номінального моменту T , що вона здатна передавати та моменту T_{cn} , при якому починається її спрацювання, а також коефіцієнтів точності спрацювання муфти γ_m та перевищення номінального моменту k_{cn} (37) ... (40). Отримані результати за рахунок кількісного аналізу дали можливість встановити, що збільшення коефіцієнта тертя f ролика на осі з 0,1 до 0,4, призводить до збільшення моменту спрацювання муфти T_{cn} лише на 7,2%. Навіть при заклинюванні роликів на своїх осях, показники муфти також змінюватимуться несуттєво (рис. 31) (тут показникам муфти із заклиненими роликами присвоєно індекс «з»).

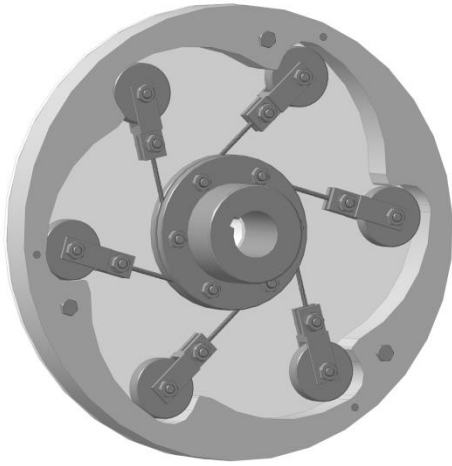


Рисунок 30 – Схема профільної запобіжної муфти з канатними ланками

$$T = \frac{0,25 z m_p \omega^2 D^2 \sin \alpha}{D - \cos \alpha} ; \quad (37)$$

$$T_{cn} = \frac{z m_p \omega^2 D_{36}^2 D_{6H} \sin \alpha \left[1 + \frac{D_{6H} \sin \alpha (2k + f d_o)}{d_p (D_{36} - D_{6H} \cos \alpha)} \right] \sqrt{1 + \left(\frac{D_{6H} \sin \alpha}{D_{36} - D_{6H} \cos \alpha} \right)^2}}{8 \sqrt{0,25(D_{36}^2 + D_{6H}^2) - 0,5 D_{36} D_{6H} \cos \alpha}} ; \quad (39)$$

$$k_{cn} = \frac{\left[(D_{36} - D_{6H} \cos \alpha) + \frac{D_{6H} \sin \alpha (2k + f d_o)}{d_p} \right] \sqrt{1 + \left(\frac{D_{6H} \sin \alpha}{D_{36} - D_{6H} \cos \alpha} \right)^2}}{4 \sqrt{0,25(D_{36}^2 + D_{6H}^2) - 0,5 D_{36} D_{6H} \cos \alpha}} , \quad (40)$$

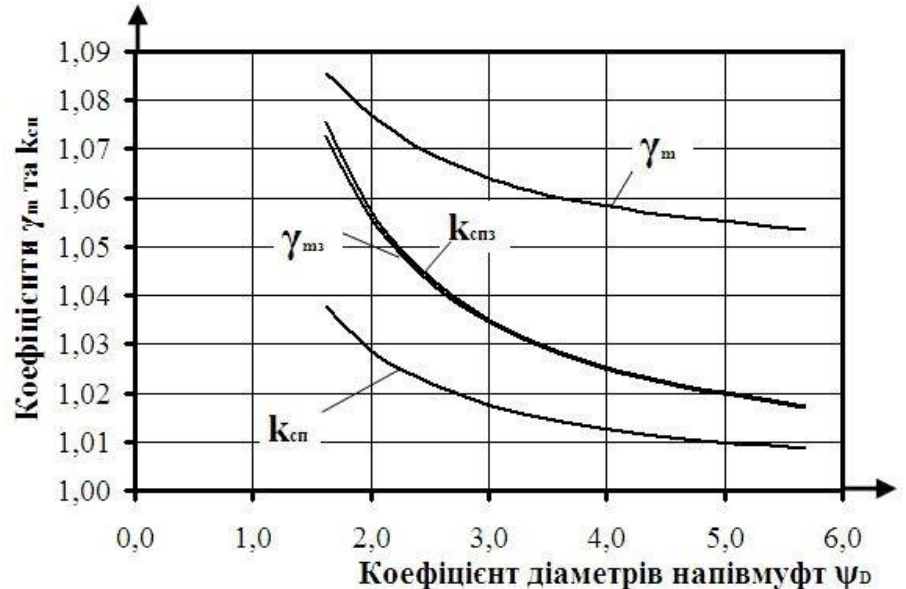


Рисунок 31 – Залежність коефіцієнтів точності γ_m та перевищення номінального моменту k_{cn} від коефіцієнта діаметра напівмуфти ψ_D

$$\gamma_m = \frac{1 + \frac{m_p \sin \alpha (2k_m + f_m d_o)}{d_p (D - \cos \alpha)}}{1 + \frac{m_p \sin \alpha (2k_n + f_n d_o)}{d_p (D - \cos \alpha)}} ; \quad (38)$$

де m_p – маса ролика;

f – середній коефіцієнт тертя ковзання ролика на осі

(f_m – максимальний,

f_n – мінімальний);

k – коефіцієнт тертя кочення

(k_m – максимальний,

k_n – мінімальний);

d_o – діаметр осі ролика.

Наприклад, при коефіцієнті діаметра модельної муфти $\square_D = 2,27$ у випадку заклинювання її роликів момент спрацьовування муфти $T_{снз}$ збільшуватиметься на 2,4% у порівнянні з моментом спрацьовування $T_{сн}$ базової муфти. Відповідно, коефіцієнт перевищення номінального моменту $k_{снз}$ для муфти із заклиненими роликами становить 1,05, а для базової муфти $k_{сн} = 1,02$ (різниця 2,9%). Точність спрацьовування муфти із заклиненими роликами незначно збільшується. Так, коефіцієнт точності $\square_m$ для муфти з обертовими роликами становить 1,07, для муфти із заклиненими роликами $\square_{mз} = 1,05$ (різниця 1,9%). З виконаного аналізу можна зробити висновок про низьку чутливість муфти до якості технічного обслуговування, хоча муфта із обертовими роликами і стабільними коефіцієнтами тертя матиме більший ресурс. Крім цього, моделювання дало можливість встановити, що муфта характеризується високою точністю спрацьовування, оскільки найбільший коефіцієнт її точності становить близько 1,1, що є на рівні кращих показників для відомих конструкцій запобіжних муфт.

Шостий розділ присвячено обґрунтуванню параметрів затискних механізмів для закріплення сталевих канатів у напівмуфтах. Тут методом морфологічного синтезу розроблено 18 схем (рис. 32) затискних механізмів для закріплення канатів, що містять дві основні деталі – палець та втулку, одна з яких при затисканні каната рухається, а інша залишається нерухомою. Виконавчими поверхнями деталей є поверхні поперечних отворів чи пазів, у які встановлюються канати. Застосування пазів дає можливість спростити встановлення та заміну канатів.

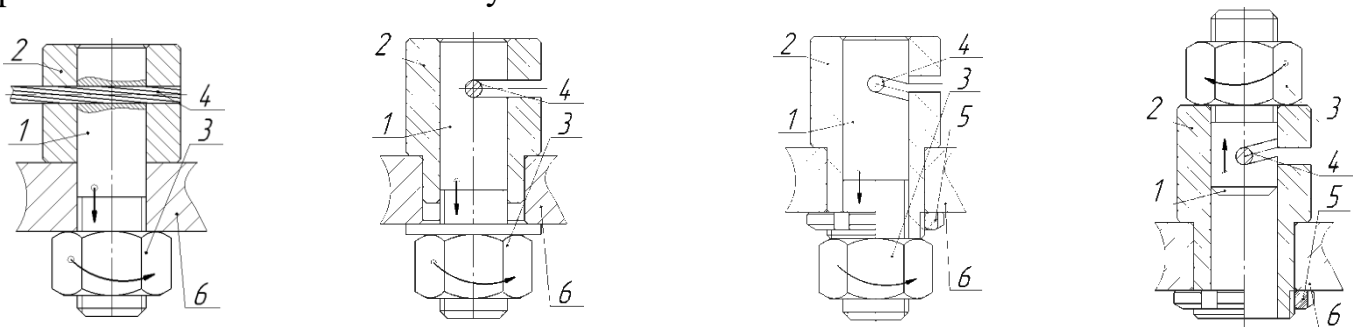


Рисунок 32 – Схеми запропонованих затискних механізмів (вибірково):

1 – палець, 2 – втулка, 3 – затискна гайка (створює переміщення рухомої деталі та зусилля затиску), 4 – канат, 5 – кріпильна гайка, 6 – напівмуфта

З метою розроблення основ розрахунку затискних механізмів виконували оцінку їх навантажувальної здатності. Для цього було розроблено та виготовлено спеціальне пристосування, що включало два кронштейни для закріплення в захватах розривної машини УММ-5 (рис. 33), у які було змонтовано втулки з поперечними отворами для встановлення досліджуваних канатів. В повздовжні отвори втулок було встановлено з можливістю переміщення пальці, які мали поперечні отвори для канатів, відповідні отворами втулок та нарізеві ділянки для затягування гайкою навантажувальних, попередньо тарованих, пружин, за деформацією яких визначали зусилля затягування пальця $F_{зат}$. Вимірювання зусилля опору екстракції каната $F_{он}$ виконували за силовимірювальним пристроєм розривної машини, а поперечну деформацію каната Δd_k – індикатором. Після виконання та оброблення результатів експериментів отримані середні значення поперечної деформації каната Δd_k та зусилля $F_{он}$ для кожного значення $F_{зат}$.

Отримані результати дозволили встановити необхідні для практики показники процесу затискання каната. Для ілюстрації цього процесу на рис. 34 показано графік для каната діаметром $d_k = 4$ мм з нанесеними границями характерних етапів. Вісь абсцис проградуєвана в одиницях $F_{зат}/F_{розр}$ ($F_{розр}$ – розривне зусилля каната за стандартом). На першому етапі, при $F_{зат} < 0,05F_{розр}$, відбувається перерозподіл зазорів між його елементами, свідченням цього на графіку є найбільш інтенсивне зменшення діаметра каната при невеликому зростанні поперечного зусилля $F_{зат}$. На другому етапі, при $F_{зат} = (0,05 \dots 0,15)F_{розр}$, відбувається пружне та контактне деформування поверхні дротин. На третьому етапі ($F_{зат} > 0,15F_{розр}$) починається пластичне деформування пучка дротин. Основними теоретичними та практичними результатами виконаних досліджень є те, що опір каната екстракції із затискного механізму спричинений не тільки тертям ковзання, а й контактними та пружно-пластичними явищами в зоні контакту каната та елементів затискного механізму, а опір екстракції каната характеризується коефіцієнтом $\kappa_{он} = F_{он}/F_{зат} = 1,0$. Поперечна деформація каната при затиску не повинна перевищувати 25%, що відповідає завершенню другого етапу затиску (рис. 34).



Рисунок 33 – Вимірювання зусилля опору екстракції каната на машині УММ-5

З метою розроблення основ конструювання та методів розрахунку міцності деталей затискних механізмів виконано експериментальні дослідження зрізу канатів. Випробування виконувались на розривній машині Р-5 із використанням спеціального пристосування, що містить плунжер та втулку з хвостовиками для закріплення в захватах розривної машини та поперечними отворами для встановлення зразків досліджуваних канатів.

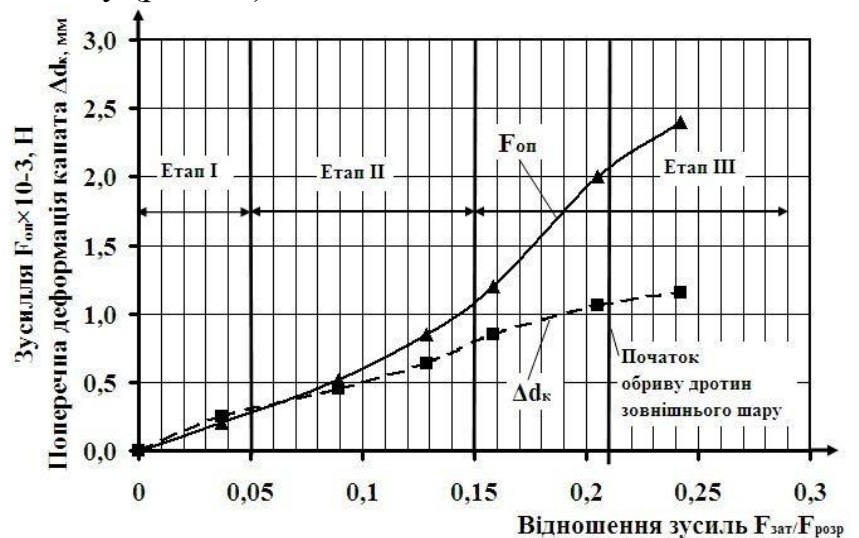


Рисунок 34 – Графік залежності сили опору екстракції каната $F_{он}$ від сили зтягування пальця $F_{зат}$

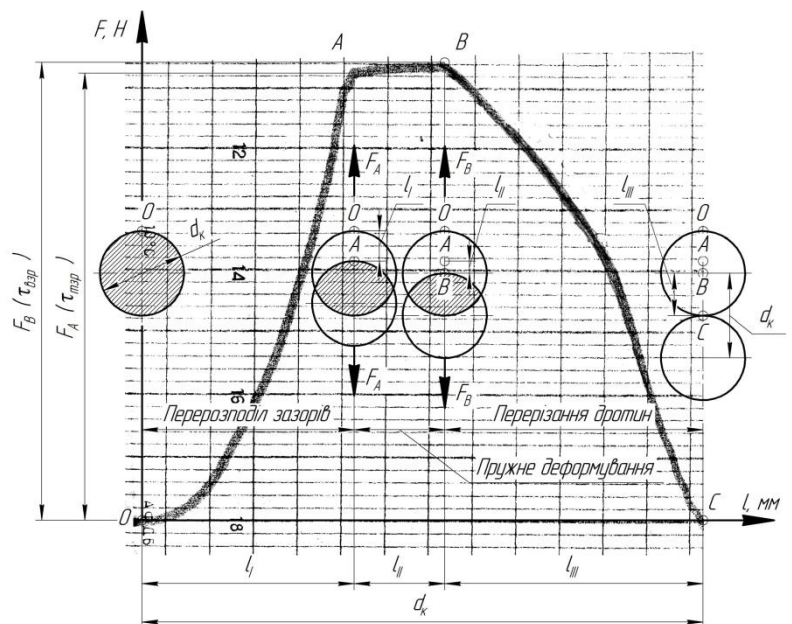


Рисунок 35 – Діаграма зрізу каната

В результаті виконаних експериментів отримано також діаграми залежності поперечного зусилля F від ходу елементів пристосування l (рис. 35), які підтвердили попередні результати оцінки навантажувальної здатності. Зріз канатів починається із досягненням напружень в дротинах рівня границі міцності $\tau_{взр}$, а невелика різниця між $\tau_{мзр}$ та $\tau_{взр}$ відповідає малопластичним матеріалам, до яких відносяться сталі, з яких виготовлено канатний дріт. Значимим для науки та практики є отримане в результаті виконання дослідів співвідношення $\tau_{взр}/\sigma_{\sigma} \approx 0,4$. Те, що при зрізі каната воно відрізняється від відомого з літератури співвідношення для суцільносталевих зразків $\tau_{взр}/\sigma_{\sigma} = (0,6...0,8)$, можна пояснити додатковими напруженнями від контактного зминання та згину дротин при затиску каната.

На основі отриманих результатів розглянуто напружено-деформований стан деталей затискних механізмів з метою розроблення основ їх конструювання та розрахунку. Зокрема, для найбільш напружених деталей, пальців з отворами та пазами (рис. 36), з позицій забезпечення рівномірності каната на зріз та пальців у небезпечному перерізі $I-I$, отримано вирази, що пов'язують механічні властивості матеріалів пальців (границю текучості σ_{mn}) і каната (границю міцності $\sigma_{вк}$) та коефіцієнт діаметра пальця відносно каната, як відношення їх діаметрів $\psi_{пк} = d_n/d_k$. Так вираз (41) враховує для небезпечного перерізу $I-I$ пальця із пазом напруження розтягу та згину від сили зтягування $F_{зат}$, а також кручення моментом тертя в нарізі.

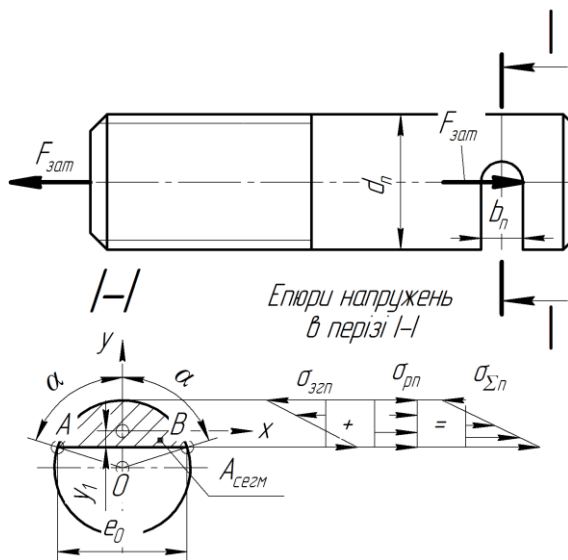


Рисунок 36 – Розрахункова схема пальця з пазом

$$\frac{\sigma_{вк}}{E_n} = \frac{\left[\frac{2,4}{\psi_{пк}^2} \left[\arcsin[2Q] - 2Q \right] + 9,6 \left[\frac{4}{3} \frac{U^3}{\arcsin[2Q] - 2Q} - \frac{1}{\psi_{пк}} \right] + \frac{\psi_{пк}^3 \left[\arcsin[2Q] - 2Q + \frac{4U^3}{\psi_{пк}} \right]}{\sqrt{\psi_{пк}}} \right]^2}{(\psi_{пк} - 1)^4 V^3} \quad (41)$$

де $Q = \frac{\sqrt{\psi_{пк}^2 - 1}}{\psi_{пк}^2}$; $U = \frac{\sqrt{\psi_{пк}^2 - 1}}{\psi_{пк}}$; $V = \frac{\sqrt{\psi_{пк}^2 - 1}}{(\psi_{пк} - 1)}$.

Отримані результати мають практичне значення, зокрема графік на рис. 37, що побудовано згідно виразу (41), дозволяє виконувати вибір коефіцієнта $\psi_{пк}$ в залежності від співвідношення маркерувальної групи каната $\sigma_{вк}$ та границі текучості матеріалу пальця $\sigma_{тк}$ для різних співвідношень матеріалів та коефіцієнтів тертя у нарізі пальця та гайки, а також у випадку конструктивного розвантаження пальця від кручення (такі конструкції запропоновано в роботі). Аналогічні вирази та графіки отримано для пальців з отворами. Доведено, що у небезпечному перерізі $I-I$ можна виконувати перевірковий розрахунок виключно на розтяг за виразом (42), обчисливши попередньо площу сегменту перерізу за спрощеною формулою $A_{сегм1} = d_k^2 (0,392 \psi_{пк}^2 - 0,5 \psi_{пк})$ та визначивши коефіцієнт зведення напружень ψ_n за графіком на рис. 38.

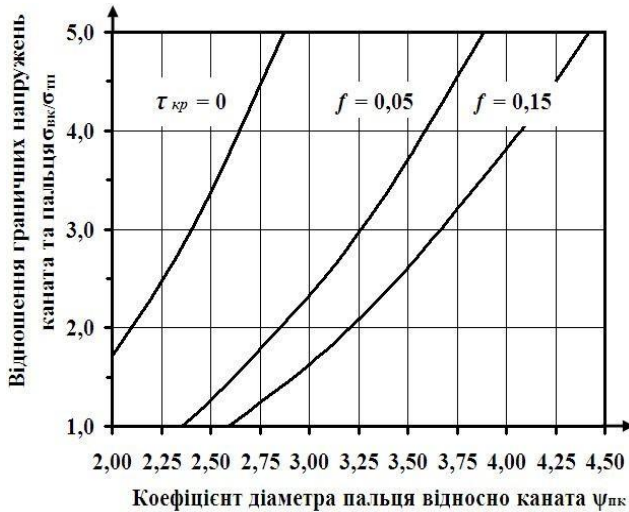


Рисунок 37 – Графік залежності коефіцієнта $\psi_{нк}$ від співвідношення напружень $\sigma_{вк}/\sigma_{тп}$ для пальців з пазами

$$\sigma_{En} = \sigma_n \frac{F_{зам}}{A_{сегм1}} \leq [\sigma_p]. \quad (42)$$

Показано, що контактна жорсткість стиків має вплив на розподіл навантаження від перекидного моменту $M_H = F_n l_p$ (рис. 39) між власне стиком втулки і напівмуфти та пальцем. Під час роботи затискного механізму та передачі ним натягу каната F_n на напівмуфту, під дією моменту M_H відбуватиметься контактна деформація стику втулки та напівмуфти, що спричинить поворот втулки на кут θ . У випадку, коли між пальцем та втулкою буде відсутній зазор δ_2 , відбуватиметься контакт пальця та втулки у точці C і палець разом зі втулкою отримає кутову деформацію θ і за рахунок цього, крім напружень розтягу від сили затягування $F_{зам}$ (переріз IV–IV) та напружень кручення від моменту тертя в нарізі, додатково сприйматиме напруження згину. Кількісний аналіз для випадку сполучення втулок і напівмуфт з чисто проточеними торцями (Ra 3,2) дав можливість встановити, що у спряженні пальців та втулок у діапазоні найбільш вживаних діаметрів $d_n = 6...28$ мм доцільно складати, використовуючи посадки з зазором C10/h9. В такому випадку розрахунок пальців у небезпечному перерізі IV–IV можна виконувати за відомим співвідношенням курсу деталей машин для затягнутих болтів.

Комплекс виконаних досліджень механіки затиску та зрізу канатів, а також напруженого стану деталей затискних механізмів дозволив розробити компактні практичні алгоритми для конструкторів при створенні затискних механізмів розроблених типів з метою спрощення проектування запропонованих муфт.

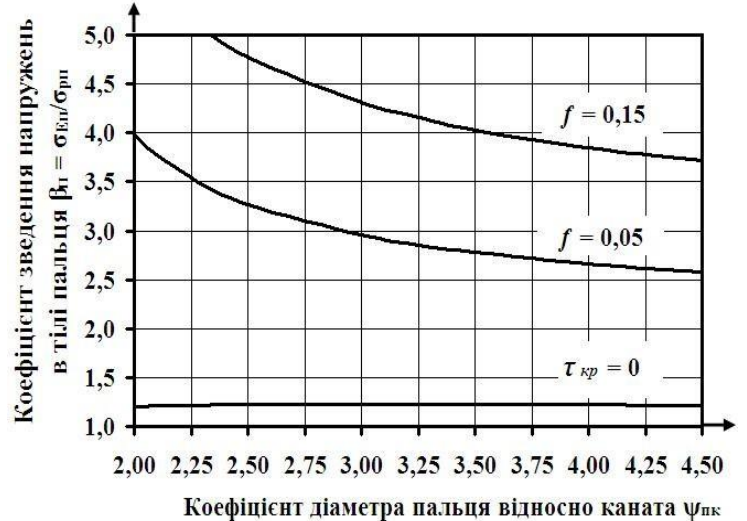


Рисунок 38 – Графік залежності коефіцієнта зведення напружень β_t від коефіцієнта $\psi_{нк}$ для пальців з пазами (переріз I–I на рис. 36)

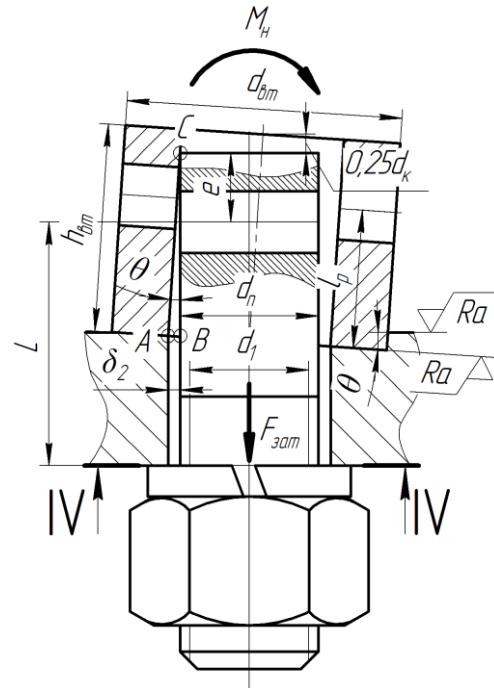


Рисунок 39 – Схема до розрахунку зазора між пальцем та втулкою затискного механізму (канат умовно не показаний)

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

Дисертаційна робота містить вирішення актуальної науково-прикладної проблеми машинознавства – розроблення методології проектування муфт приводів з канатними елементами, що містить основи синтезу їх структури, обґрунтування параметрів та розрахункових моделей для забезпечення можливості створення раціональних конструкцій цих пристроїв на науковій основі. При цьому розроблення методології їх проектування, як системи принципів і способів організації діяльності конструктора, забезпечено тим, що:

1. Уточнено класифікацію муфт з металевими та канатними пружними елементами за їх видом, формою та установкою, що є необхідною початковою умовою реалізації синтезу структури таких пристроїв. Це дало можливість розробити та запатентувати ряд нових постійних та запобіжних муфт, конструкція яких забезпечує технологічність та ремонтпридатність за рахунок простоти заміни пружних елементів.

2. Розроблено теоретичні основи морфологічного синтезу структури пружних ланок машин змінної жорсткості з суцільнометалевими та канатними пружними елементами внаслідок розроблення формалізованої класифікації способів забезпечення їх змінної жорсткості. Це дало можливість вперше встановити існування 14 способів забезпечення змінної жорсткості пружних ланок із суцільнометалевими пружними елементами та 26 способів забезпечення змінної жорсткості для ланок, що оснащені канатними пружними елементами. Отримані результати стали основою алгоритму синтезу структури пружних ланок машин змінної жорсткості з суцільнометалевими та канатними пружними елементами, можливості якого дозволили розробити та захистити патентами (в т.ч. на винаходи) ряд конструкцій пружних ланок змінної жорсткості.

3. Розроблено методи раціонального проектування муфт з торцевою установкою прямих канатів, що містять:

- залежності для визначення основних геометричних та силових параметрів муфт з торцевою установкою канатів тангенціального розташування та їх взаємного впливу. Це дало можливість отримати вирази для визначення раціональних конструктивних параметрів муфт – кута монтажного зміщення напівмуфт ζ_F та коефіцієнта діаметрів $\square_{DF}$, що забезпечують мінімальне навантаження їх деталей;

- встановлення умов геометричного існування муфт з торцевою установкою канатів тангенціального розташування та виразів для перевірки: можливості затягування затискних механізмів; можливості «сусідства» втулок внутрішньої муфти; можливості відносного обертання напівмуфт; відсутності інтерференції втулок зовнішньої та внутрішньої напівмуфт; відсутності інтерференції канатів та суміжних втулок внутрішньої напівмуфти;

- математичні моделі компонування запропонованих муфт, що враховують геометричні та силові обмеження та дозволяють виконувати наочну оцінку можливих варіантів їх конструктивних параметрів за рахунок графічної інтерпретації цих обмежень. Отримані моделі дозволили встановити те, що при рівних умовах, муфти з хордально розташованими канатами мають на 18% більшу навантажувальну здатність ніж муфти з тангенціально розташованими канатами та рекомендувати області переважного застосування кожного типу муфт.

4. Виконана оцінка характеристик муфт з торцевою установкою канатів. Встановлено, що муфти з тангенціальним розташуванням канатів при рівних розмірах є

в 2,5 рази піддатливішими ніж муфти з хордальним розташуванням канатів. Муфти обох цих типів мають високу крутильну жорсткість (при номінальному моменті 2000 Н·м, крутильна жорсткість пружної втулково-пальцевої муфти становить 79051 Н·м/рад, а муфти з торцевою установкою канатів тангенціального розташування 2482507 Н·м/рад) і можуть бути рекомендованими до установки в приводах, від яких вимагається висока кінематична точність.

5. Побудовано математичні моделі передачі навантаження муфтами з торцевою установкою канатів в умовах неспіввісності. Показано, що радіальне зміщення напівмуфт значно впливає на перерозподіл навантаження між канатами. Доведено, що канати у муфтах, які працюють в умовах неспіввісності, доцільно закріплювати шарнірно, що дозволяє знизити їх навантаженість.

6. Вперше розроблено методи раціонального проектування канатно-роликкових муфт високої компенсуючої здатності, що містять:

- аналітичні вирази для визначення основних геометричних та силових параметрів муфт;
- результати аналізу взаємного впливу конструктивних параметрів муфт при сполученні ними співвісних валів, де показано, що муфти є малочутливими до точності виготовлення та складання, зокрема при зміні довжини каната під час виготовлення чи складання на 20% його натяг збільшується всього на 10%;
- побудовані за рахунок виконання однокритеріальної оптимізації номограми, які дозволяють визначати геометричні параметри, що забезпечують мінімальне навантаження деталей муфт. Це дозволяє значно спростити процес проектування за рахунок зменшення кількості ітерацій, які повинен виконати конструктор при розробленні муфти.

7. Досліджено процес роботи канатно-роликкових муфт в умовах неспіввісності, при цьому:

- отримано залежності, що описують зміну їх геометричних параметрів і дають можливість обчислити видовження каната, радіальне навантаження на сполучені вали від муфт та сумарне навантаження деталей в залежності від кута повороту муфти. При цьому доведено, що канатно-роликкові муфти характеризуються низькою радіальною жорсткістю і, відповідно, більше ніж у 5 разів вищою компенсуючою здатністю ніж поширені конструкції муфт;

- показано, що при роботі в умовах неспіввісності механічні втрати в муфтах складаються зі втрат на подолання тертя роликів на своїх осях та втрат на згин канатів (втрат на подолання їх жорсткості) на роликах. Отримано вирази для обчислення миттєвого та середнього за оберт ККД муфти. Експериментально доведено, що отримані теоретично значення ККД (94%) відрізняються від дослідних не більше ніж на 4%, що демонструє можливість їх застосування в інженерній практиці;

- кількісне моделювання та виконані експерименти показали, що ролики муфт доцільно приймати можливо більшого діаметру з чотирьох причин – зниження робочого натягу каната, зниження напружень згину в його дротинах, зниження додаткового видовження від неспіввісності та підвищення ККД муфти (так при збільшенні діаметра роликів в 3 рази натяг канатів знижується на 35%, а ККД збільшується на 1%).

8. Обґрунтовано параметри та експлуатаційні характеристики запобіжних муфт з

канатними елементами, при цьому:

- отримано залежності, що дозволяють оцінити кінематичні параметри роботи муфт з канатами хордального і тангенціального розташування, зокрема вирази для обчислення часу спрацьовування муфт та критичних частот обертання, при яких муфти здатні виконувати свої запобіжні функції. Показано, що характеристики запобіжної муфти з тангенціально розташованими канатами відрізняються в залежності від того, яка напівмуфта (зовнішня чи внутрішня) є ведучою;

- отримано вирази для обчислення навантаження деталей та моменту тертя, який здатні розвинути фрикційні муфти з циліндричними і конусними поверхнями тертя та канатними елементами;

- встановлено, що точність спрацьовування фрикційних муфт з канатними ланками більша ніж у муфт з радіально рухомими колодками в 1,3...1,5 рази для муфти з циліндричними поверхнями тертя та в 1,4...2,3 рази для муфти з конусними поверхнями тертя;

- отримано вирази для обчислення номінального моменту, що здатні передавати запобіжні відцентрові муфти профільного типу, а також моменту їх спрацьовування, коефіцієнтів точності спрацьовування та перевищення номінального моменту;

- встановлено, що профільні запобіжні відцентрові муфти характеризуються високою точністю обмеження навантаження, оскільки теоретичний коефіцієнт точності їх спрацьовування становить близько 1,1. Показано, що муфти мало чутливі до зміни коефіцієнта тертя ковзання у спряженнях елементів – його збільшення в 4 рази призводить до збільшення моменту спрацьовування лише на 7%, а при заклиненні роликів момент спрацьовування збільшується лише на 2,4%, що демонструє низьку чутливість муфт також до якості технічного обслуговування.

9. Розроблено основи раціонального конструювання та розрахунку затискних механізмів для закріплення сталевих канатів у муфтах, при цьому:

- синтезовано 18 схем затискних механізмів для закріплення канатів, що містять дві основні деталі – палець та втулку, одна з яких при затисканні каната рухається, а інша залишається нерухомою. Виконавчими поверхнями деталей є поверхні отворів чи пазів, у які встановлюються канати. Застосування пазів дає можливість спростити встановлення та заміну канатів;

- експериментально досліджено процес затиску каната та визначено навантажувальну здатність затискних механізмів, в результаті чого встановлено, що основний вплив на формування сили затискання каната мають сили пружної і пластичної взаємодії каната та деталей затискних механізмів, а не сили тертя, оскільки зведений коефіцієнт опору екстракції каната із затискного механізму не менше ніж на порядок перевищує коефіцієнт тертя «сталь по сталі» за наявності мащення ($\kappa_{on} = 1,0$ проти $f = 0,05...0,10$);

- експериментально досліджено процес зрізу сталевих канатів подвійної звивки. Це дало можливість встановити, що тимчасовий опір зрізу $\sigma_{взр}$ пов'язаний з маркерувальною групою каната σ_s співвідношенням $\sigma_{взр} \approx 0,4 \sigma_s$, що уможливило виконання перевіркового розрахунку канатів на зріз при проектуванні затискних механізмів та розроблення рекомендацій щодо конструювання їх деталей;

- за рахунок аналізу напруженого стану пальців з отворами та пазами для установки канатів, з умови забезпечення рівномірності пальців та канатів, отримано

співвідношення та графіки для визначення раціональних розмірів пальців в залежності від діаметра каната, експлуатаційних та конструктивних факторів;

– показано можливість виконання розрахунку пальців виключно на розтяг за спрощеними виразами, отримано співвідношення та графіки для визначення коефіцієнтів зведення напружень в залежності від коефіцієнта діаметра пальця відносно діаметра каната ψ_{nk} ;

– отримано прості для застосування на практиці співвідношення для конструювання пальців та втулок затискних механізмів, а саме для визначення відстаней від їх торців до осей отворів та пазів під установку каната, кута нахилу пазів до осі пальця та ін.;

– показано, що у спряженні «палець-втулка» необхідно забезпечувати наявність гарантованого зазора з метою розвантаження пальців від додаткового згину за рахунок контактного повороту втулок під дією згинального моменту від сили натягу каната і обґрунтовано вибір посадки;

10. Поставлену в дисертації мету досягнуто, а наукові задачі розв'язано. Виконані експериментальні та теоретичні дослідження дозволили отримати прості та компактні практичні рекомендації для конструкторів при створенні муфт з канатними елементами, що прийняті для впровадження на підприємствах: ХДП «Промавтоматика» №434, ПАТ «Укрремфлот», «Інститут проблем надійності машин і споруд», а також у навчальному процесі Херсонської державної морської академії та Національного університету «Львівська політехніка». Практичну цінність дисертації підтверджено отриманням 40 патентів України (з яких 3 патенти на винаходи).

СПИСОК ОСНОВНИХ ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ

Статті у наукових виданнях інших держав, які включені до міжнародних наукометричних баз даних:

1. Protsenko V.A. Mathematical layout model of coupling with tangentially located ropes / V.A. Protsenko, M.V. Babiy, V.A. Nastasenko, O.Yu. Klementieva // Bulletin of the Karaganda University. MATHEMATICS Series. – Karaganda, 2018. – № 1(89). – P. 117–122. (Web of Science Core Collection), (виконано математичне моделювання компонування муфти з канатними елементами тангенціального розташування).

2. Protsenko V.A. Mathematical modeling of the roller-rope coupling operation in misalignment conditions / V.A. Protsenko, M.V. Babiy, V.A. Nastasenko // Bulletin of the Karaganda University. MATHEMATICS Series. – Karaganda, 2018. – № 2(90). – P. 143 – 149. (Web of Science Core Collection), (виконано математичне моделювання процесу передачі навантаження канатно-роликовою муфтою в умовах неспіввісності).

Статті у наукових фахових виданнях України, що включені до наукометричних баз даних:

3. Проценко В.О. Забезпечення мінімальної навантаженості канатних пружних елементів муфти при проектуванні / В.О. Проценко, О.Ю. Клементьєва // Вісник Хмельницького національного університету. – Хмельницький: ХНУ. – 2016. – №1 (233) – С. 109 – 111. (Index Copernicus), (отримано вирази для обчислення виразів, що

дозволяють обчислити геометричні параметри муфт з тангенціально розташованими канатами, які забезпечують мінімальне навантаження деталей).

4. Проценко В.О. Навантажувальна здатність муфт із торцевою установкою канатів різних варіантів розташування / В.О. Проценко, О.Ю. Клементьєва // Науковий вісник національного університету біоресурсів та природокористування України. Серія «Техніка та енергетика АПК». – Київ: НУБІП. – 2016. – №240 – С. 357 – 364. (*Index Copernicus, UlrichsWeb*), (на основі кількісного аналізу навантажувальної здатності муфт з канатми різних варіантів розташування встановлено переважні випадки їх застосування).

5. Проценко В.О. Конструктивно-силові параметри фрикційної відцентрової муфти з канатними елементами / В.О. Проценко // Вісник Хмельницького національного університету. – Хмельницький: ХНУ. – 2016. – №5 (241) – С. 24 – 27. (*Index Copernicus*).

6. Проценко В.О. Обґрунтування параметрів запобіжних канатних муфт для захисту машин від експлуатаційних перевантажень / В.О. Проценко, О.Ю. Клементьєва // Вісник Хмельницького національного університету. – Хмельницький: ХНУ. – 2017. – №1 (245) – С. 28 – 33. (*Index Copernicus*), (отримано вирази для обчислення граничних частот обертання запобіжної муфти з умови можливості виконання нею своїх функцій).

7. Проценко В.О. Конструктивно-силові параметри профільної відцентрової запобіжної муфти з канатними елементами / В.О. Проценко // Науковий вісник НЛТУ України. – Львів: НЛТУ України. – 2017. – Вип. 27.1 – С. 164 – 167. (*Index Copernicus, WorldCat*).

8. Проценко В.О. Підвищення ремонтпридатності муфт енергетичних установок засобів транспорту застосуванням канатних пружних елементів / В.О. Проценко, О.Ю. Клементьєва // Наука та прогрес транспорту. Вісник Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна. – Дніпро: ДНУЗТ. – 2017. – № 2 (68) – С. 9 – 15. (*Index Copernicus, WorldCat*), (проаналізовано вплив конструкції муфти з гумовими мембранами на ремонтоздатність пропульсивної установки, запропоновано конструкцію канатної муфти підвищеної ремонтпридатності та обґрунтовано її параметри).

9. Проценко В.О. Вплив конструктивних та експлуатаційних параметрів запобіжної профільної муфти на її характеристики / В.О. Проценко // Технічні науки та технології. – Чернігів: ЧНТУ. – 2017. – № 1 (7) – С. 9 – 15. (*Index Copernicus*).

10. Проценко В.О. Вплив конструктивних параметрів канатно-роликової муфти на її роботу в умовах радіальної неспіввісності / В.О. Проценко, О.Ю. Клементьєва // Вісник Хмельницького національного університету. – Хмельницький: ХНУ. – 2018. – №6, Том 2 (267) – С. 12 – 18. (*Index Copernicus*), (виконано кількісний аналіз впливу конструктивних параметрів канатно-роликової муфти на навантаження її деталей при роботі в умовах неспіввісності).

Статті у наукових фахових виданнях України:

11. Проценко В.О. Експертиза відмови муфти насосного агрегату суднової гідравлічної рульової машини / В.О. Проценко // Науковий вісник Херсонської державної морської академії. – Херсон: ХДМА. – 2013. – № 1(8) – С. 179 – 184.

12. Проценко В.О. Перспективи застосування муфт з торцевою установкою прямих канатів як пристроїв із нелінійною жорсткістю / В.О. Проценко, А.Ф. Сімагін // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Тем вип.: Проблеми механічного приводу. – Харків: НТУ «ХПІ». – 2013. – Вип. 40 – С. 127 – 131. *(виконано кількісний аналіз крутильної жорсткості муфти з канатами хордального розташування).*

13. Проценко В.О. Геометричні умови існування муфти з торцевими канатами тангенціального розташування / В.О. Проценко, М.В. Бабій, О.Ю. Клементьєва // Науковий вісник Херсонської державної морської академії. – Херсон: ХДМА. – 2015. – № 1(12) – С. 226 – 231. *(встановлено геометричні умови існування муфти з тангенціально розташованими канатами та отримано вирази для перевірки їх виконання).*

14. Проценко В.О. Морфологічні основи структурного синтезу пружних ланок машин змінної жорсткості з металевими елементами / В.О. Проценко // Науковий вісник Херсонської державної морської академії. – Херсон: ХДМА. – 2015. – № 2(13) – С. 245 – 254.

15. Проценко В.О. Дослідження закріплення канатів затискними елементами муфт / В.О. Проценко, М.В. Бабій, О.Ю. Клементьєва // Вісник Національного університету «Львівська політехніка». – 2016. – № 838: Динаміка, міцність та проектування машин і приладів. – С. 84 – 92. *(розроблено методику та оснащення для проведення експериментів, виконано досліді та оброблено їх результати).*

16. Проценко В.О. Характеристика муфти з торцевими канатами тангенціального розташування у режимах аверсу та реверсу / В.О. Проценко, О.Ю. Клементьєва // Вісник Національного університету «Львівська політехніка». – 2016. – № 839: Оптимізація виробничих процесів і технічний контроль в машинобудуванні і приладобудуванні. – С. 45 – 51. *(виконано кількісний аналіз жорсткості муфт та впливу на неї конструктивних параметрів).*

17. Проценко В.О. Деформації канатів у муфтах від неспіввісності з урахуванням їх закріплення / В.О. Проценко, О.Ю. Клементьєва // Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин: Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник. – Кропивницький: КНТУ. – 2016. – Вип. 46. – С. 91 – 99. *(виконано аналіз впливу способів закріплення канатів на їх деформації).*

18. Проценко В.О. Структурні та силові параметри відцентрових муфт і гальм із конічними фрикційними поверхнями та канатними елементами / В.О. Проценко // Науковий вісник Херсонської державної морської академії. – Херсон: ХДМА. – 2016. – № 1(14) – С. 228 – 237.

19. Проценко В.О. Силова взаємодія елементів муфти з торцевою установкою канатів тангенціального розташування / В.О. Проценко, О.Ю. Клементьєва // Нові матеріали і технології в металургії та машинобудуванні. – Запоріжжя: ЗНТУ. – 2016. – № 1 – С. 110 – 114. *(виконано кількісний аналіз навантаженості муфт в залежності від конструктивних параметрів).*

20. Проценко В.О. Швидкодія запобіжної муфти з канатами хордального розташування / В.О. Проценко, О.Ю. Клементьєва // Сільськогосподарські машини: Зб. наук. статей. – Луцьк: РВВ Луцького НТУ. – 2016. – Вип. 35. – С. 66 – 73. *(отримано вирази для обчислення якісних характеристик роботи запобіжної муфти з хордально*

розташованими канатами).

21. Проценко В.О. Підвищення експлуатаційної безвідмовності фрикційних муфт судових сепараторів WESTFALIA / В.О. Проценко // Підйомно-транспортна техніка. Науково-технічний та виробничий журнал. – Одеса: ІНТЕРПРІНТ. – 2017. – №1 – С. 18 – 24.

22. Проценко В.О. Уточнення підходу до розрахунку затискних елементів муфт з канатними ланками розтягу / В.О. Проценко, О.Ю. Клементьєва // Науковий вісник Херсонської державної морської академії. – Херсон: ХДМА. – 2017. – № 1(16) – С. 185 – 191. *(проаналізовано особливості передачі навантаження затискними механізмами та уточнено розрахункові залежності для оцінки міцності пальців).*

23. Малащенко В.О. Дослідження точності фрикційних відцентрових муфт з канатними ланками / В.О. Малащенко, В.О. Проценко // Науковий вісник Херсонської державної морської академії. – Херсон: ХДМА. – 2017. – № 2(17) – С. 161 – 169. *(виконано кількісний аналіз впливу конструктивних параметрів муфти на точність її спрацьовування).*

24. Проценко В.О. Аналіз роботи та напрямки удосконалення сполучної муфти гвинтового насоса паливної системи суднової енергетичної установки / В.О. Проценко, О.М. Авраменко // Науковий вісник Херсонської державної морської академії. – Херсон: ХДМА. – 2017. – № 2(17) – С. 200 – 206. *(проаналізовано роботу та відмови муфти гвинтового насоса, запропоновано конструкцію та виконано силовий аналіз канатно-роlikової муфти).*

25. Проценко В.О. Підвищення експлуатаційної безвідмовності профільних запобіжних муфт модифікацією їх структури / В.О. Проценко, О.Ю. Клементьєва // Вісник Херсонського національного технічного університету. – Херсон: ХНТУ. – 2017. – № 1(60) – С. 67 – 71. *(виконано структурний аналіз профільної запобіжної муфти та запропоновано конструкцію профільної відцентрової муфти з канатними елементами).*

26. Проценко В.О. Дослідження параметрів канатно-роlikової муфти / В.О. Проценко // Підйомно-транспортна техніка. Науково-технічний та виробничий журнал. – Одеса: ІНТЕРПРІНТ. – 2018. – №1 – С. 55 – 65.

27. Проценко В.О. Забезпечення мінімального навантаження деталей канатно-роlikової муфти при проектуванні / В.О. Проценко, В.В. Івченко // Підйомно-транспортна техніка. Науково-технічний та виробничий журнал. – Одеса: ІНТЕРПРІНТ. – 2018. – №3 – С. 68 – 74. *(побудовано номограми для визначення геометричних параметрів муфти, що забезпечують мінімальне навантаження деталей та розроблено приклади користування ними).*

28. Проценко В.О. Особливості вибору посадок та розрахунку міцності деталей пристроїв для закріплення сталевих канатів / В.О. Проценко // Науковий вісник Херсонської державної морської академії. – Херсон: ХДМА. – 2018. – № 1(18) – С. 146 – 154.

Патенти України:

29. Патент на корисну модель МПК F16D 3/00, № 106044. Муфта з тангенціальним розташуванням торцевих канатів. Патентовласник: Херсонська державна морська академія. Авт.: Проценко В.О., Клементьєва О.Ю., заявка u201510868 від 06.11.2015, опубл. 11.04.2016, Бюл. №7. *(запропоновано конструкцію*

муфти).

30. Патент на корисну модель МПК F16D 3/00 // F16D 43/00, № 106426. Пружно-запобіжна муфта з торцевою установкою прямих канатів. Патентовласник: Херсонська державна морська академія. Авт.: Проценко В.О., Плечій І.А., заявка u201510570 від 29.10.2015, опубл. 25.04.2016, Бюл. №8. *(запропоновано конструкцію муфти).*

31. Патент на винахід МПК F 16 F 7/14 // F 16 F 15/02 // B 16 C 1/34, № 112578. Амортизаційно-поглинаючий пристрій. Патентовласник: Херсонська державна морська академія. Авт.: Проценко В.О., Авраменко О.М., Клементьєва О.Ю. заявка а 201411819 від 31.10.2014, опубл. 26.09.2016, Бюл. №18. *(запропоновано конструкцію амортизаційно-поглинаючого пристрою).*

32. Патент на винахід МПК F16F 7/14 // F16F 1/00 // F16F 15/04 // F16G 9/00 // F16G 11/00 // B66C 1/12, № 114561. Пружний елемент стиску. Патентовласник: Херсонська державна морська академія. Авт.: Проценко В.О., Клементьєва О.Ю., Авраменко О.М. заявка а201510869 від 06.11.2015, опубл. 26.06.2017, Бюл. №12. *(запропоновано конструкцію пружного елемента).*

33. Патент на винахід МПК F16D 3/56 // F16D 3/16, № 115159. Пружна муфта з аксіальними канатами та механічним зворотнім зв'язком. Патентовласник: Херсонська державна морська академія. Авт.: Проценко В.О., Вавелюк Ю.А. заявка а201507213 від 17.07.2017, опубл. 25.09.2017, Бюл. №18. *(запропоновано конструкцію муфти).*

34. Патент на корисну модель МПК F16D 3/00, № 117871. Відцентрова профільна запобіжна канатна муфта. Патентовласник: Херсонська державна морська академія. Авт.: Проценко В.О., заявка u201701081 від 06.02.2017, опубл. 10.07.2017, Бюл. №13.

35. Патент на корисну модель МПК F16D 3/70, № 127319. Муфта канатно-роликів. Патентовласник: Херсонська державна морська академія. Авт.: Проценко В.О., Авраменко О.М., заявка u201801955 від 26.02.2018, опубл. 25.07.2018, Бюл. №14. *(запропоновано конструкцію муфти).*

АНОТАЦІЯ

Проценко В.О. Розроблення методології проектування муфт з канатними елементами. – Рукопис.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук за спеціальністю 05.02.02 – машинознавство. – Національний університет «Львівська політехніка», м. Львів, 2019.

Дисертація містить вирішення актуальної науково-прикладної проблеми машинознавства – розроблення методології проектування постійних та запобіжних муфт з канатними несівними елементами, що базується на сумісному використанні системних методів синтезу структури цих пристроїв з обґрунтуванням їх конструктивних схем, параметрів, а також якісних характеристик та показників. Результати досліджень забезпечили підвищення ефективності проектування цих пристроїв за рахунок скорочення часу, необхідного для їх розрахунку та конструювання. Уточнено розроблену автором раніше класифікацію пружно-компенсуючих муфт з суцільнометалевими та канатними елементами, за рахунок чого синтезовано на рівні схем і конструкцій нові постійні та запобіжні муфти. Розроблено нову класифікацію способів організації змінної жорсткості пружних ланок машин,

оснащених суцільнометалевими та канатними пружними елементами, за рахунок чого розроблено нові способи її забезпечення та алгоритм синтезу структури таких ланок. Розроблено аналітичне забезпечення проектування постійних та запобіжних муфт з канатними елементами. Розроблено математичні моделі компонування таких муфт з урахуванням геометричних та навантажувальних обмежень. Розв'язано оптимізаційну задачу забезпечення мінімальної навантаженості деталей муфт при проектуванні. Експериментально та теоретично досліджено роботу затискних механізмів для сталевих канатів і розроблено основи їх розрахунку та конструювання. За рахунок впровадження розроблених та досліджених конструкцій муфт у діючому обладнанні підтверджено їх працездатність і результативність запропонованої методології проектування.

Ключові слова: *муфта, канат, синтез, перевантаження, аналіз, жорсткість, механічний привод.*

АННОТАЦІЯ

Проценко В.А. Разработка методологии проектирования муфт с канатными элементами. – Рукопись.

Диссертация на соискание научной степени доктора технических наук по специальности 05.02.02 – машиноведение. – Национальный университет «Львовская политехника», г. Львов, 2019.

Диссертация содержит решение актуальной научно-прикладной проблемы машиноведения – разработку методологии проектирования постоянных и предохранительных муфт с канатными несущими элементами, которая базируется на совместном использовании системных методов синтеза структуры этих устройств с обоснованием их конструктивных схем, параметров, а также качественных характеристик и показателей. Результаты исследований обеспечили повышение эффективности проектирования этих устройств за счет сокращения времени, необходимого для их расчета и конструирования. Уточнена разработанная автором ранее классификация упруго-компенсирующих муфт с цельнометаллическими и канатными элементами, в результате чего синтезированы на уровне схем и конструкций новые постоянные и предохранительные муфты. Разработана новая классификация способов организации переменной жесткости упругих звеньев машин, оснащенных цельнометаллическими и канатными упругими элементами, за счет чего разработаны новые способы ее обеспечения и алгоритм синтеза структуры таких звеньев. Разработано аналитическое обеспечение проектирования постоянных и предохранительных муфт с канатными элементами. Предложены математические модели компоновки таких муфт с учетом геометрических и погрузочных ограничений. Решены оптимизационные задачи обеспечения минимальной нагруженности деталей муфт при проектировании. Экспериментально и теоретически исследована работа зажимных механизмов для стальных канатов и разработаны основы их расчета и конструирования. За счет внедрения разработанных и исследованных конструкций муфт в действующем оборудовании подтверждена их работоспособность и результативность предложенной методологии проектирования.

Ключевые слова: *муфта, канат, синтез, перегрузка, анализ, жесткость, механический привод.*

SUMMARY

Protsenko V.O. Development couplings with rope elements designing methodology. – Manuscript.

Dissertation submitted for the degree of Doctor of technical sciences; field of research: 05.02.02 – engineering science. – Lviv Polytechnic National University of Ministry of Education and Science of Ukraine, Lviv, 2019.

In Chapter I we have carried out analysis of structures and failures of couplings with non-metal elastic elements and, thus, it has been shown that one of their characteristic failures is overheating of elastic elements during operation due to low thermal conductivity of materials. In addition, it has been shown that such couplings are characterized by low maintainability, since they require disassembly of the semi-coupling and dismantling of their connected units for replacement. The analysis of the structures and failures of the couplings with metal elastic elements showed that they have low compensating ability, slight damping, high complexity and cost of elastic elements. Safety couplings are characterized by uneven wear of bearing elements owing to the uneven distribution of the load between them. The analysis of the structure showed that the mechanisms of such couplings contain redundant connections in all modes of their operation. It has been shown that rope elements are characterized by stable time and high mechanical stability.

Chapter II explicates the classification of elastic couplings with metal and rope elastic elements due to the differentiation of the end installation of elastic elements into two possible variants of their arrangement in the end plane – the end device of the chord location and the end fitting of the tangential arrangement. Theoretical bases of morphological synthesis of the structure of elastic links of machines of variable rigidity with full-metal and rope elastic elements are developed. This became possible owing to the proposed compiled classification of methods for providing variable stiffness of elastic links of machines with solid metal and rope elements, and gave the opportunity to develop morphological matrices for the synthesis of methods for providing variable stiffness. The disclosure of these matrices has shown that there are identified 14 ways to provide variable rigidity of elastic parts equipped with solid metal elastic elements and 26 ways to provide variable rigidity of units equipped with rope elastic elements.

Chapter III substantiates the parameters of the coupling with the end installation of straight ropes of various variants of the arrangement. In this case, theoretical dependencies were obtained for determining the main geometric and power parameters of the coupling with the end-installation of the ropes of the tangential arrangement and their mutual influence. This gave the opportunity to obtain expressions for determining the rational structural parameters of the coupling – the angle of the displacement of the semi-coupling ξ_F and the coefficient of diameters that provide the minimum load of the parts. The conditions of the geometric existence of the coupling with the end installation of the tangential arrangement of ropes and the expressions for testing are ascertained: the possibilities of tightening of the clamping mechanisms, possibilities of «neighborhood» of the sleeves of the internal coupling, possibilities of relative rotation of half-mounts, absence of interference of the outer and inner semi-coupling housings, absence of interference of ropes and adjacent inner half sleeves. The mathematical models of clutter layout are developed, which take into account geometric and power constraints, and allow us to make a visual assessment of possible variants of the structural parameters of the muffs due to the graphical interpretation of these constraints.

In Chapter IV rope-roller couplings of high compensating power are investigated. Here, the basic geometric and power parameters are substantiated and expressions for calculating the tension of the rope and loading of its parts are obtained. The mutual influence of structural parameters of the muffle with the combination of its coil shafts is investigated. As a result, it is shown that the coupling is insensitive to the precision of fabrication and assembly. Nomograms have been constructed, which allow to determine the geometric parameters that provide the minimum load of the couplings. The process of operation of the rope-roller coupling in conditions of non-uniformity is investigated. It is shown that the coupling is characterized by low radial stiffness (7...35 times lower than the coupling, equipped with an elastic star) and, accordingly, high compensating power.

In Chapter V the parameters and operational characteristics of safety clutches with rope elements are established. Dependencies are obtained for the estimation of the kinematic parameters of the work of the clutches with ropes of the chord and tangential arrangement, in particular the expressions for calculating the time of the clutch operation and the critical rotational frequencies in which the clutches are capable of performing their precautionary functions. It has been shown that the characteristics of the safety clutches with tangentially spaced ropes differ in that, which of the semi-coupling (external or internal) is conductive. Expressions are obtained for calculating the load of parts and the moment of friction that can develop friction clutches with cylindrical and tapered friction surfaces and rope elements. It is shown that the accuracy of the operation of friction couplings with rope ties is 1.3...1.5 times bigger for clutches with cylindrical friction surfaces and 1.4...2.3 times bigger for couplings with conical friction surfaces. It is shown that the profile safety centrifugal coupling is characterized by high precision load limitation, since the theoretical coefficient of accuracy of its operation is about 1.1. It was also shown that the coupling was sensitive to the change in the coefficient of friction in the joints of its elements – its increase by 4 times leads to an increase in the moment of operation of the coupling only 7%, and when the clamping rollers, the operating time increases by only 2.4%, which shows the low sensitivity of the investigated coupling also to the quality of maintenance.

Chapter VI provides the basis for rational design and calculation of clamping mechanisms for fixing steel ropes in couplings. There are 18 schemes of clamping mechanisms for fixing ropes containing two main parts – a finger and a sleeve, one of which moves while clamping the rope, and the other stays motionless. There is shown the possibility to perform calculation of fingers solely on stretching using simplified expressions. The expressions and graphs were obtained to determine the stress reduction coefficients depending on the diameter of the finger relative to the diameter of the rope. It is elicited that in the conjugation of the «finger-sleeve» it is necessary to ensure the presence of the guaranteed clearance to relieve the fingers from the additional bending of the contact rotation of the sleeves under the action of the bending moment by the force of the rope tension and also the choice of seat is justified.

Keywords: coupling, rope, synthesis, overload, analysis, stiffness, mechanical drive.