Міністерство освіти і науки України
НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ „ЛЬВІВСЬКА ПОЛІТЕХНІКА”

Борис Андрій Орестович

УДК 621.825.5/.7

ПОКРАЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ МЕХАНІЧНИХ ПРИВОДІВ ЗАСТОСУВАННЯМ КУЛЬКОВИХ ОБГІННО-ЗАПОБІЖНИХ МУФТ

Спеціальність 05.02.02 – машинознавство

Автореферат
дисертації на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук

Львів – 2019

Дисертація на правах рукопису.

Роботу виконано на кафедрі технічної механіки та динаміки машин Національного університету „Львівська політехніка" Міністерства освіти і науки України.

Науковий керівник: доктор технічних наук, професор **Малащенко Володимир Олександрович,** Національний університет "Львівська політехніка", завідувач кафедри „Технічної механіки та динаміки машин".

Офіційні опоненти: доктор технічних наук, професор **Гевко Іван Богданович,** Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя, професор кафедри менеджменту у виробничій сфері;

кандидат технічних наук, доцент **Васильєва Олена Едуардівна,** Львівський державний університет безпеки життєдіяльності, доцент кафедри прикладної математики та механіки.

Захист відбудеться 5 червня 2019 р. о 15^{00} годині на засіданні спеціалізованої вченої ради Д 35.052.06 у Національному університеті „Львівська політехніка" за адресою: 79013, м. Львів, вул. С. Бандери, 12, навчальний корпус 14, ауд. 61.

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

Автореферат розісланий 23 квітня 2019 р.

Вчений секретар спеціалізованої вченої ради Д 35.052.06 к.т.н., доцент Ю.П. Шоловій

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми. Муфти є широко розповсюдженими елементами у машинобудуванні, вони служать для з'єднання та роз'єднання валів, передавання обертального моменту, а також виконують функції захисних пристроїв, що оберігають деталі, або складальні одиниці механічних приводів від дії перевантажень і можуть виконувати функції регуляторів швидкості руху. Найбільше розповсюдження отримали муфти для з'єднання деталей, що мають загальну геометричну вісь обертання. Компенсуванні муфти застосовують для з'єднання та роз'єднання валів, геометричні осі яких за технологічним процесом мають радіальне, осьове та кутове зміщення.

Різноманітність завдань та вимог, що розв'язуються за допомогою муфт, викликало створення великої кількості різних їх видів і конструкцій. Часто застосовуються комбіновані муфти, що складаються з декількох простих муфт.

Для автоматичного регулювання технологічними процесами широко застосовуються обгінні муфти, що автоматично з'єднують і роз'єднують вали без зупинки двигуна та передають обертальний момент тільки в одному напрямку.

Згідно ДСТУ 2278-93 муфти поділяються на три типи: *механічні, електричні та гідравлічні*, а механічні – мають чотири класи: *некеровані, керовані, самокеровані та комбіновані*. Кожний їх клас складається із: груп, підгруп і видів. За останні роки на кафедрі деталей машин розроблено низку нових конструкцій кулькових обгінних муфт, які вимагають подальшого дослідження, розрахунку для покращення ефективності механічних приводів машин та механізмів. Ці та інші виробничі проблеми стосовно нових конструкцій муфт та їх подальше дослідження і впровадження у виробництво у сукупності є вирішальним чинником вибору *актуальності* теми дисертаційної роботи.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами.

Дисертаційна робота виконана відповідно до основного наукового напрямку кафедри технічної механіки та динаміки машин Національного університету „Львівська політехніка” - „Навантажувальна здатність та динаміка машин і споруд циклічної дії“, госпдоговірної теми „Комп’ютерні та експериментальні дослідження експлуатаційних характеристик опорно-поворотного пристрою (ОПП) автомобільних кранів”. Тема також пов’язана з державними програмами: „Підвищення надійності та довговічності машин та конструкцій” (Програма Кабінету Міністрів „Україна-

2010"); „Наука в університетах" на 2008-2017 рр. (Постанова Кабінету Міністрів України від 19.09.2007 р. № 1155), а також відповідно до науково-технічної програми „Ресурсозберігаючі та енергоефективні технології машинобудування, що затверджено постановою Кабінету Міністрів України від 24 грудня 2001 р. №1716, Інд.28.

Мета і завдання дослідження. Мета роботи полягає в покращенні ефективності роботи механічних приводів застосуванням кулькових обгінно-запобіжних муфт з обґрунтуванням їх конструктивних та навантажувальних чинників, які забезпечують надійне автоматичне з'єднання і роз'єднання кінематичних ланцюгів та запобігання їх елементів від перевантажень.

Для досягнення мети поставлені та розв'язані такі задачі:

-проведено порівняльний аналіз результатів досліджень конструктивних особливостей, принципу роботи, методики розрахунку базових обгінних муфт механічних приводів та узагальнення їх недоліків;

- запропоновано уточнену класифікацію кулькових обгінних муфт з урахуванням конструктивних ознак розроблених автором обгінно-запобіжних муфт;

- обґрунтувано конструкційні особливості, принцип роботи нової кулькової обгінної муфти радіальної дії;

- розроблено розрахункові схеми та математичні моделі для аналізу кінематичних та геометричних параметрів кулькової обгінної муфти радіальної дії та обґрунтувано технічну необхідність розроблення нових складальних одиниць механічних приводів;

- виконано аналітичний аналіз кінематико-силових параметрів обгінно-запобіжних муфт осьової дії;

- розроблено алгоритм і методику проведення експериментальних досліджень навантажувальної здатності елементів нової обгінно-запобіжної муфти.

Об'єкт дослідження. Процес передавання обертального моменту кульковою обгінно-запобіжною муфтою з запобіганням перевантажень у кінематичних ланцюгах механічних приводів машин та механізмів.

Предмет дослідження. Кінематичні та конструктивно-силові параметри кулькових обгінно-запобіжних муфт, які застосовуються в механічних приводах машин і передають обертальний момент тільки в одному напрямку та запобігають дії перевантажень їх елементів.

Методи дослідження. Наукові дослідження виконувались комплексно. Вони включають в себе теоретичну і експериментальну частини, а також враховують характер і умови роботи кінематичних ланцюгів механічних приводів машин з обгінними муфтами.

Теоретичні дослідження проводились на основі механіко-математичного моделювання процесів функціонування нових муфт з використанням класичних положень теоретичної механіки, опору матеріалів, теорії механізмів і машин та деталей машин з розробленням математичних моделей і алгоритмів розрахунків на комп'ютері. Для дослідів синтезовано та виготовлено дослідну установку із застосуванням розробленої та запатентованої кулькової обгінно-запобіжної муфти і проведено експерименти у лабораторних умовах на кафедрі „Технічна механіка та динаміка машин", Національного університету „Львівська політехніка". Нова кулькова обгінно-запобіжна муфта під час дослідів функціонувала чітко, роз'єднуючи вали механічного привода в момент дії перевантажень.

Наукова новизна одержаних результатів. Наукова новизна полягає у вирішенні важливого наукового завдання – покращення ефективності механічних приводів застосуванням нових обгінно-запобіжних муфт. При цьому отримано такі основні результати:

- вперше запропоновані математичні моделі для проведення теоретичного та кількісного аналізу кінематичних та силових параметрів нових кулькових обгінних муфт радіальної дії;
- удосконалено математичну модель процесу передавання обертального моменту кульковою обгінно-запобіжною муфтою з урахуванням нерівномірностей руху у кінематичному ланцюгу приводів машин;
- запропоновано принцип розроблення уточненої класифікації обгінних муфт з урахуванням конструктивних особливостей запатентованих кулькових обгінно-запобіжних муфт з пружними елементами;
- вперше теоретично та експериментально доведено можливість покращення ефективності роботи кінематичного ланцюга механічних приводів, що оснащені кульковими обгінно-запобіжними муфтами.

Практичне значення одержаних результатів. На підставі аналітичних виразів з визначення кінематичних та силових характеристик нових муфт запропоновано інженерні можливості покращення функціонування кінематичних ланцюгів, у яких має місце коливання, або різка зміна навантаження. Теоретично та експериментально доведено, що застосування запропонованих муфт дозволяє передавати енергію двигуна тільки в одному напрямку і здійснювати надійний захист елементів привода від дії перевантажень роз'єднанням валів механізму тоді, коли обертальний момент у механічному приводі зросте до небажаних значень.

На основі результатів досліджень розроблені та впроваджені: методичні вказівки в навчальний процес на кафедрі технічної механіки та динаміки машин, Національного університету "Львівська політехніка" під час вивчення розділу "Муфти" з деталей машин; а у вигляді конструкторської документації на нову конструкцію муфти та методичні розробки прийняти для впровадження на ЛАП "Львівагромашпроект", м. Львів і Мале колективне виробничо-комерційне виробництво "ПоЛьві", м. Дрогобич.

Особистий внесок здобувача. Основні результати дисертаційної роботи, що виносяться на захист, отримані автором самостійно та відносяться до галузі машинознавства. Патент України [12] на корисну модель одержано *одноосібно.* Стаття [3] – "Конструкція та принцип роботи кулькової обгінної муфти транспортного засобу" опублікована *одноосібно.* У публікації [13], що пов'язана з деклараційним патентом України на корисну модель, частка кожного з авторів є рівноцінною. У статтях автору належить: [1;10] – аналітичні залежності та кількісний аналіз чинників, що впливають на час вмикання муфти; [2] – аналітичні залежності, що визначають навантажувальну здатність кулькових муфт вільного ходу; [4] – розширення функціональних властивостей кулькових обгінних муфт; [5] – математичні моделі та аналіз міцнісних показників кулькових обгінних муфт; [6] – розробка математичної моделі та урахування тертя кульки під час виключення нових кулькових обгінних муфт; [7] – розробка принципових схем і конструкцій нових кулькових обгінних муфт механічних приводів; [8] – методика синтезу нової кулькової обгінної муфти та аналіз силової взаємодії між основними її елементами; [9] – математичні моделі та розрахунки силової взаємодії між кульками та робочими поверхнями пазів напівмуфт; [11] – розробка математичної моделі та обґрунтування геометричних параметрів нової кулькової обгінної муфти;

Апробація результатів дисертації. Основні отримані автором результати та наукові положення дисертаційної роботи доповідались, обговорювались з ухваленням на: наукових семінарах кафедри „Технічна механіка та динаміка машин", науково-теоретичних конференціях Національного університету "Львівська політехніка" (2016 – 2018 рр.); Всеукраїнському конкурсі наукових робіт по спеціальності "Машини для земляних, дорожніх і лісотехнічних робіт" із отриманням міністерських дипломів ІІІ-го та ІІ-го ступенів, м. Харків (2011, 2013 рр.); Всеукраїнській науково-технічній конференції молодих вчених та студентів, Полтава, 07 – 09 грудня

2016 р.; Міжнародній науково-технічний конференції ″Обладнання і технології сучасного машинобудування″, м. Тернопіль, 2017 р.; 13-у Міжнародному симпозіумі Українських інженерів-механіків у Львові (2017р.). На розширеному засіданні кафедри Технічна механіка та динаміка машин Національного університету ″Львівська політехніка″, м. Львів, 2018 р. дисертаційна робота доповідалась у повному обсязі, де була схвалена та рекомендована до захисту.

Публікації. Основні положення та результати теоретичних і експериментальних досліджень сформульовано та опубліковано в 13 друкованих працях, з них: 6 статей у фахових наукових виданнях України; 1 стаття у виданні, що входить до науково–метричних баз; 1 стаття у науково-періодичному виданні іншої держави; з них 2 статті англійською мовою; 3 тези доповідей та матеріалів конференцій; 2 патенти України на корисну модель.

Обсяг і структура дисертації. Дисертаційна робота складається із вступу, чотирьох розділів, висновків до розділів, загальних висновків і рекомендацій, списку літературних джерел зі 152 найменувань, містить 11 таблиць, 54 рисунки, 7 додатків. Загальний обсяг роботи 170 сторінок.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У вступі наведена актуальність вибору теми дисертації, проаналізовано її зв'язок з науковими програмами та темами, висвітлено мету і завдання досліджень, наукову новизну і практичне значення отриманих результатів, наведено відомості про публікації та апробацію результатів, що висвітлюють основний зміст проведених досліджень.

У першому розділі проведено порівняльний аналіз конструктивних особливостей та розрахунків відомих роликових і кулькових муфт механічних приводів машин. Доведено, що вони мають характерні недоліки, які стримують технічний розвиток механічних приводів галузей машинобудування. Роликові муфти схильні до проковзування особливо під час неусталених режимів роботи, а відомі кулькові, що передають обертальний момент за рахунок зачеплення, не можуть запобігати дії перевантажень у елементах механічних приводів, що може призвести до руйнувань основних елементів кінематичного ланцюга. Також встановлено, що роликові обгінні муфти вимагають підвищеної точності виготовлення

і складання внаслідок жорстких вимог до паралельності поверхонь доторкання елементів та до циліндричності самих роликів.

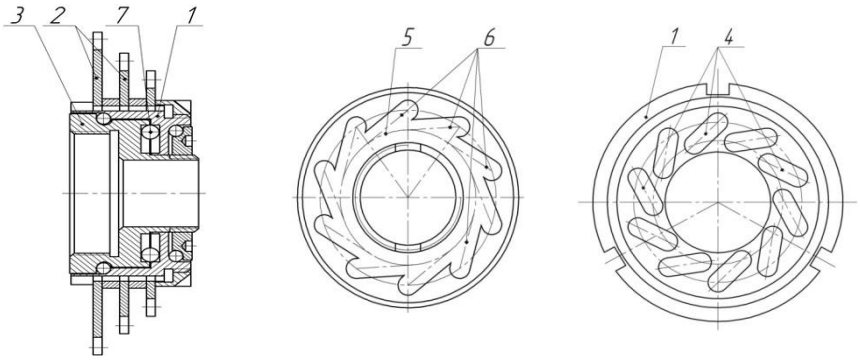
Муфтами займалися видатні вчені: Поляков В.С., Іванов М.М., Ряховський О.А., Нагорняк С.Г., Калінін С.Г., Гевко Р.М., Гевко І.Б., Кіндрацький Б.І., Малащенко В.О., Рогатинський Р.М., Семенюк В.Ф., Луців І.В., Усов Ю.П., Носко П.Л., Гащук П.М., Мальцев В.Ф., Кириченко І.Г., Homishin J. та інші.

У розвиток досліджень з загального машинознавства великий вклад зробили вчені: Анурьєв В.И., Артоболевський И.Н., Биргер И.А., Вавилов А.В., Васильєва О.Е., Вольченко О.І., Заблонський К.І., Грицай І.Є., Гуліда Е.М., Гузенков П.Г., Кожевников С.Н., Ланець О.С., Ловейкін В.С., Комаров М.С., Кузьо І.В., Пасіка В.Р., Решетов Д.М., Сокіл Б.І., Стрілець В.М., Струтинській В.Б., Пилипенко О.І., Ткачук М.А., Харченко Є.В., Шахбазов Я.О., Miller S. та багато інших.

Аналізуючи результати існуючих робіт встановлено, що традиційно у механічних приводах застосовують роликові обгінні муфти, які мають ряд недоліків, головними з яких є: обмеження терміну служби та величини обертального моменту внаслідок проковзування роликів відносно барабана. Такі обставини і спонукали до пошуку можливості покращення експлуатаційних характеристик механічного привода стосовно підвищення довговічності роботи муфт, збільшення величини обертального моменту, без збільшення габаритів привода, спрощення конструкції механічного привода тощо. Тому були запропоновані принципово нові кулькові обгінні муфти. Вони у деякій мірі позбавлені вищезгаданих недоліків завдяки тому, що передають рух не за рахунок сил тертя, а за допомогою зачеплення кульок з криволінійними пазами напівмуфт та є базовими для нових розробок. Такий стан сприяє вибору *актуального* завдання для подальших досліджень з покращення ефективності механічних приводів застосуванням кулькових обгінно-запобіжних муфт.

У другому розділі вибрано основні критерії синтезу нової кулькової обгінної муфти багатошвидкісної задньої втулки серійного велосипеду, на яку отримано патент України на корисну модель (рис. 1).

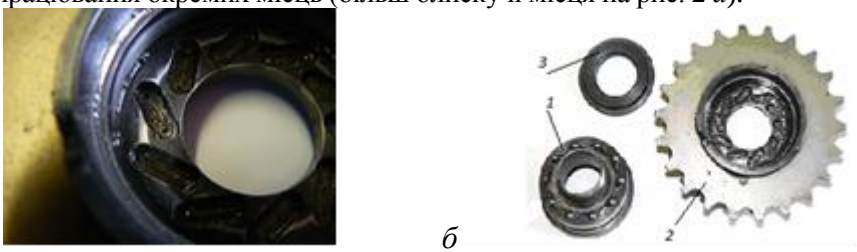
Ця муфта має: 1 – ведучу напівмуфту; 2 – зірочки; 3–ведену напівмуфту; 4 – пази на внутрішній поверхні ведучої напівмуфти; 5 – кільцевий паз на торцевій поверхні веденої напівмуфти; 6 – дотичні пази на торцевій поверхні веденої напівмуфти; 7 – кульки.



а *б* *в*

Рис. 1. Кулькова обгінна муфта задньої втулки велосипеда: *а* – загальний вигляд муфти; *б* – вигляд з торця веденої напівмуфти; *в* – вигляд з торця ведучої напівмуфти

Для запатентованої муфти виконано наступне: розроблено її конструкцію; проведено аналіз кінематико-силових параметрів; виготовлено її в металі для експериментальних досліджень роботоздатності з навантаженням наближеним до експлуатаційних режимів. На основі проведених досліджень виявлено, що муфта на початку функціонувала безперебійно, а після збільшення навантажень виявлено її недоліки, які пов'язані з нерівномірним спрацюванням робочих поверхонь пазів напівмуфт (рис. 2), внаслідок нерівномірного входу кульок в зачеплення, що і призводить до інтенсивного спрацювання окремих місць (більш блискучі місця на рис. 2 *а*).



а *б*

Рис. 2. Деталі кулькової муфти вільного ходу радіальної дії після перевантажень: *а* – фрагмент ведучої напівмуфти; *б* – ведуча і ведена напівмуфти 1 і 2 та гайка 3 зі слідами спрацювання робочих поверхонь

У розділі також проведено аналіз основних кінематичних та часових характеристик муфти осьової дії, які підтвердили її роботоздатність при номінальних режимах навантаження кінематичних ланцюгів механічних приводів. Залежність часу включення муфти від основних її параметрів наведено на рис. 3. Вихідні параметри наведені в табл.1.

Таблиця 1

Вихідні параметри для аналізу часу вмикання муфти

Назва параметра	Позначення	Одиниця вимірювання	Цифрове значення
Радіус розташування центрів кульок	R	мм	14-26
Радіус кульок	r	мм	2–5
Кількість кульок	z	-	1–10
Кут нахилу пазів	α	градус	10 - 60

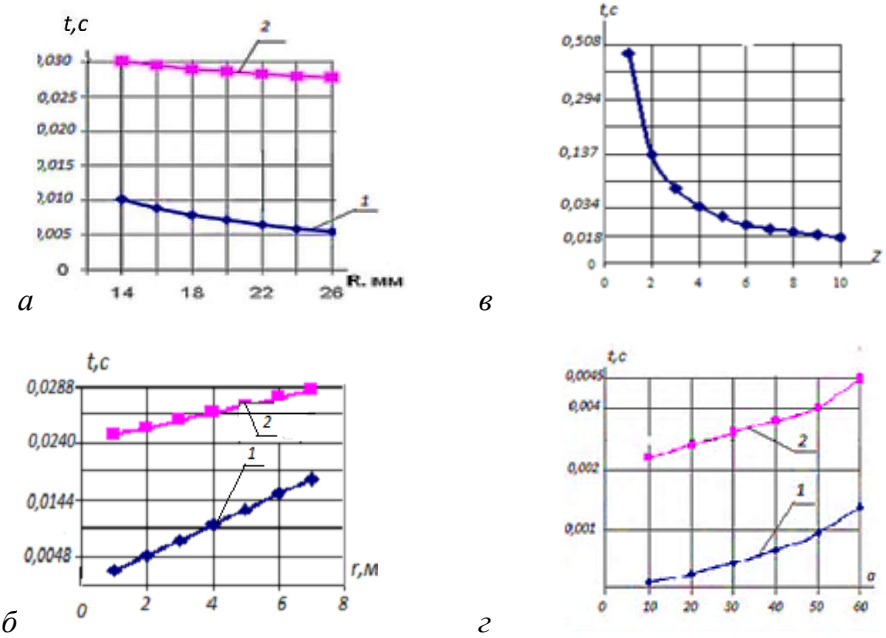


Рис.3. Залежності часу вмикання муфти:
а – від радіуса розташування центрів кульок; *б* – від радіуса кульок; *в* – від кількості кульок; *г* – від кута нахилу пазів у напівмуфтах

За геометричними та кінематичними чинниками визначено аналітичні залежності, що характеризують процес вмикання кулькової обгінної муфти:

- кутові показники:

$$\varphi_{min} = \frac{2rtg\alpha}{R}; \qquad \varphi_{max} = \frac{2\pi R + rz(2tg\alpha - 1)}{Rz}; \qquad (1)$$

- часові показники:

$$t_{min} = \frac{\varphi_{min}}{\omega_1} = \frac{2rtg\alpha}{\omega_1 R}; t_{max} = \frac{\varphi_{max}}{\omega_1} = \frac{2\pi R + rz(2tg\alpha - 1)}{\omega_1 Rz}. \quad (2)$$

У формулах (1) і (2) наведено: z – кількість кульок, що відповідає кількості пазів у напівмуфти; R – радіус розташування центрів кульок у напівмуфтах; r – радіус кульок; $\varphi_{\min}$ і φ_{max} – кути, що проходять кульки до включення муфти; ω_1 – кутова швидкість ведучої напівмуфти.

На основі теоретичних і експериментальних досліджень переконливо доведена необхідність покращення технічних характеристик кулькових обгінних муфт збільшенням їхніх експлуатаційних функцій. Розв'язуванню цієї задачі присвячено наступний розділ дисертаційної роботи.

У третьому розділі обґрунтовано основні параметри кулькових обгінно-запобіжних муфт. Розроблено принципи синтезу нових конструкцій муфт, за якими спроектовано дві муфти, на одну з яких отримано патент України на корисну модель (рис. 4).

Муфта має: 1- ведучу напівмуфту, з циліндричною поверхнею 2, на якій нарізано похилі пази 3, у яких розташовано кульки 4, які підштовхуються до пазів кільцем 5 і пружиною 6; ведену напівмуфту, що складається із деталей 7, 8 і 9, які з'єднуються болтами 11, під їх головками розміщено пружини12.

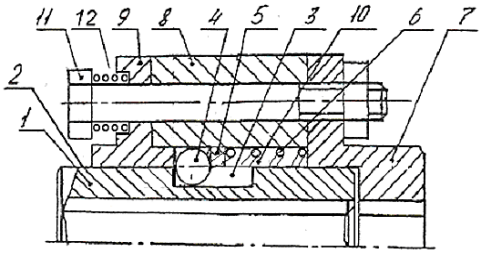


Рис. 4. Кулькова обгінно-запобіжна муфта з пружинами під головками болтів

Проведено якісний і кількісний аналіз нових кулькових обгінно-запобіжних муфт та отримано теоретичні залежності геометричних,

кінематико-силових параметрів, що забезпечують покращення ефективності роботи механічних приводів, які оснащені обгінними муфтами. Запропоновано математичні моделі та умови запобігання перевантажень у кінематичних ланцюгах механічних приводів з такими муфтами, що дозволило визначити залежність величини моменту від параметрів пружин.

На початку за відомою формулою визначено загальну колову силу (рис. 5,*а*)

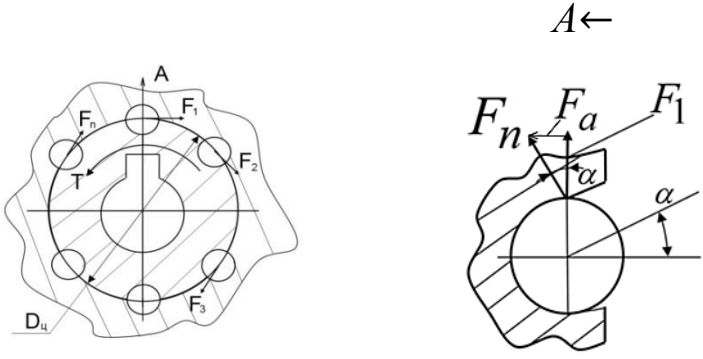
$$F_i = \frac{2TK}{D_ц \cdot i}, \qquad (3)$$

де T – номінальний обертальний момент; $D_ц$ – діаметр кола центрів кульок; i – їхня кількість; K – коефіцієнт нерівномірності навантаження.

У випадку дії максимально допустимого обертального моменту осьова складова буде (рис. 5,*б*)

$$F_{amax} = \frac{2T_{max}K}{D_ц \cdot i} tg\ \alpha, \qquad (4)$$

де α– кут нахилу пазів напівмуфт.



а *б*

Рис. 5. Схема дії колових сил у обгінно-запобіжній муфті: *а* – вигляд з торця напівмуфти; *б* – вигляд на паз перпендикулярно до осі обертання муфти

Знаючи величину осьової сили, що необхідна для роз'єднання кінців валів механічного привода, можна вибрати пружини обгінно-запобіжної муфти з умови: $F_n \le F_{amax}$,

де F_n – сила пружності пружини, що визначається за формулою

$$F_n = \frac{Gd_n^4\lambda}{8D_n^3 i_n}, \qquad (5)$$

$G = 8 \cdot 10^4$ МПа – модуль пружності другого роду матеріалу пружини; d_n – діаметр дроту, з якого виготовляються пружини; D_n – середній діаметр пружини; i_n – кількість пружин; λ – необхідна осьова деформація пружини для роз'єднання механічного ланцюга. ЇЇ мінімальна величина у цьому випадку має дорівнювати діаметру кульок. Із умови (5) маємо

$$\frac{G d_n^4 \lambda}{8 D_n^3 i_n} = \frac{2 T_{max} K}{D_ц \cdot i} tg\alpha \,. \qquad (6)$$

Рівняння (6) має практичне значення, що уможливлює у будь-якому разі запобігання дії перевантажень. Знаючи максимально допустиму величину обертального моменту можна вибрати конструктивні параметри та кількість пружин, а враховуючи умову $\lambda = d$ – діаметр кульок, тоді максимальний обертальний момент запишеться

$$T_{max} = \frac{G d_n^4 d \, D_ц \cdot i}{16 D_n^3 i_n K tg\alpha} \,. \qquad (7)$$

Для зручності проведення кількісного аналізу рівняння (7) зведено до вигляду, де $G = 8 \cdot 10^4$ МПа.– модуль пружності другого роду для пружинної сталі

$$T_{max} = \frac{10^4 d_n^4 d D_ц \cdot i}{2 D_n^3 i_n K tg\alpha} \,. \qquad (8)$$

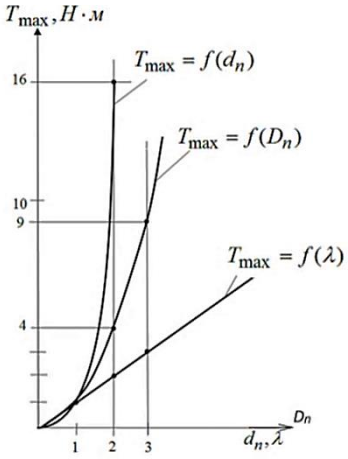


Рис. 6. Залежність максимального обертального моменту від діаметру дроту, діаметру і деформації пружини

За (8) проаналізовано залежність максимального обертального моменту від діаметру дроту пружин, діаметру самої пружини та її осьової деформації. Загальні графіки цих залежностей наведено на рис. 6, із яких видно, що на величину максимального обертального моменту найбільший вплив має величина діаметру дроту пружини, дещо менше має величина діаметру самої пружини та решта параметрів, що входять до останнього рівняння.

Під час перехідних режимів руху кульок, особливо при вході і при виході з пазів виникає часткове їх проковзування. Тому на підставі миттєвої рівноваги кульки визначено максимальний обертальний момент з урахуванням тертя (9) та проведено кількісний аналіз його величини. Доведено, що урахування тертя у зачепленні кульок збільшує максимальний момент менше за 1%, що підтверджує достовірність прийнятого положення про те, що кульки прокочуються відносно поверхонь пазів напівмуфт без проковзування.

$$T_{max} = \frac{k_n G d_n^4 \lambda_3 f D_0}{16 D_n^3 i_p (cos\ 2\alpha + f\ sin\ \alpha)}. \qquad (9)$$

На рис.7 наведена конструкція нової кулькової обгінно-запобіжної муфти (заявка на корисну модель №1973, від 15.01.2019). Розроблена автором муфта впроваджена у виробництво для покращення ефективності роботи механічного привода протруювачів сільськогосподарського насіння. Вона складається із: ведучої напівмуфти 3, що має похилі пази на зовнішній поверхні; зовнішньої напівмуфти 1, на торцях якої виготовлені пази оберненого нахилу, у пазах розташовано кульки 5, які під час закочування в пази напівмуфт зчеплюють їх і муфта передає обертальний момент.

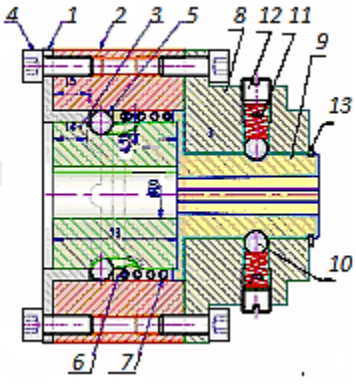


Рис. 7. Конструкція кулькової обгінно-запобіжної муфти

Для покращення процесу зчеплення муфта оснащена кільцем 6, що опирається на пружину 7, яку установлено між напівмуфтою 3 і обоймою 2. Запобіжна частина складається з корпуса 8, у якому розміщено внутрішню напівмуфту 9, на зовнішній поверхні якої виконано дві лунки, глибина яких погоджена з діаметром кульок. Корпус 8 має два скрізьних отвори від центра до периферії, в отворах нарізана нарізь та встановлено кульки 10, пружний елемент 11 та

гвинт 12, за допомогою якого регулюється сила притискання пружини до кульок. Кульки з'єднують корпус 8 та внутрішню напівмуфту 9. При дії надлишкових напружень у механічному приводі кульки, які з'єднують корпус і внутрішню напівмуфту, переборюють опір пружного елемента та роз'єднують кінематичний ланцюг механічного привода, запобігаючи дії перевантажень та руйнувань основних елементів привода.

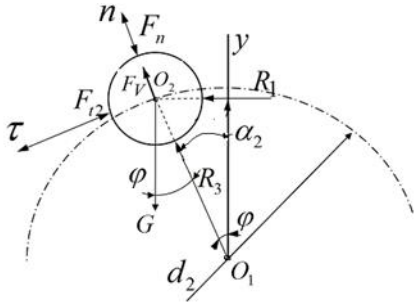


Рис. 8. Розрахункова схема для визначення умови роз'єднання напівмуфт

Із рис. 8 видно, що у довільному положенні на кульку діють такі сили: R_1 і R_2 – реакції робочих поверхонь центральної веденої напівмуфти, $G = mg$ – сила ваги кульки, m – її маса; F_n – сила пружності регульованої пружини, F_v – відцентрова сила самої кульки, F_{t2} – рушійна сила.

Для спрощення розв´язку задачі з центром кульки (точка O_2) зв´язуємо рухому систему координат $\tau O_2 n$. Тоді диференціальні рівняння руху кульки в проекціях на осі рухомої системи координат матимуть вигляд:

– на вісь n:

$$m\left(\frac{rd^2\varphi}{dr^2}\frac{d^2r}{dt^2} - \frac{d\varphi}{dt}r\right) - R_1 cos\alpha_2 + mgcos\varphi + \\ +c\,(y_0 + r - r_0) - R_3 = 0, \qquad (10)$$

–на вісь τ:

$$m\left(\frac{d^2\varphi}{dr^2}r + 2\frac{d^2\varphi}{dt^2}\frac{dr}{dt}\right) - R_1 sin\alpha_2 - mgsin\varphi = F_{t2}, \qquad (11)$$

де $\frac{d\varphi}{dt}$ – колова швидкість муфти на початку спрацювання;

$\frac{d^2\varphi}{dt^2}r$ – нормальне прискорення; $2\frac{d\varphi}{dt^2}\frac{dr}{dt}$ – прискорення Коріоліса;

$r = \frac{d_2}{2}$ – віддаль між центром кульки (O_2) та віссю обертання муфти (O_1). З урахуванням значень R_1 і F_{t2} , які дорівнюють:

$$R_1 = \frac{1}{r sin\propto_2}(T_p - I_1\frac{d^2\varphi}{dt^2}); \qquad F_{t2} = \frac{I_2\frac{d^2\varphi}{dt^2}}{r} ,$$

де T_p– розрахунковий обертальний момент, при якому відбувається роз'єднання кінців валів I_1 і I_2–момент інерції відповідно центральної частини муфти і втулки, вирази (10) і (11) набувають вигляду:

$$m\frac{d^2r}{dt^2} + \left(\frac{I_1 ctg \propto_2 + I_2}{r}\right)\frac{d^2\varphi}{dt^2} - m\frac{d^2\varphi}{dt^2}r - \frac{T_p}{r}ctg \propto_2 + $$
$$+mgcos\varphi + c(y_0 + r - r_0) = 0 , \qquad (12)$$

$$(mr^2 + I_1 + I_2)\frac{d^2\varphi}{dt^2} - mgrsin\varphi + 2rm\frac{d\varphi}{dt}\frac{dr}{dt} = -T_p. \qquad (13)$$

Із (13) визначено значення $\frac{d^2\varphi}{dt^2}$ і підставлено у (12), отримано

$$\frac{d^2r}{dt^2}mr\varphi^2 + \frac{T_p}{r}ctg\alpha_2 - mgcos\varphi - c(y_0 + r - r_0) -$$
$$- \frac{I_1 ctg\alpha_2 + I_2}{mr^2 + I_1 + I_2}\left(mgsin\varphi + \frac{T_p}{r} - 2\varphi m\frac{dr}{dt}\right) + R_3 = 0 . \qquad (14)$$

Із (14) видно, що кулька почне рухатись у радіальному напрямку при умові, коли реакція R_3 стане від'ємною, а це можливо при $r = r_0$ і $\frac{dr}{dt} = 0$. Для таких умов має виконуватися нерівність, яка і є умовою спрацьовування запобіжної частини муфти, що має вигляд

$$mr_0\omega^2 + \frac{T_p}{r_0}\frac{(mr_0^2 + I_2)ctg\alpha_2}{mr_0^2 + I_1 + I_2} - cy_0 -$$
$$-mg(cos\varphi + \frac{I_1 ctg\alpha_2 + I_2}{mr_0^2 + I_1 + I_2}sin\varphi) \le 0 . \qquad (15)$$

Отримана умова (15) має не тільки наукову новизну, але і практичне значення. Вона дає можливість визначити чинники муфти у широкому діапазоні та уможливлює для наперед відомого перевантаження вибрати необхідні геометричні та жорсткісні параметри запобіжної частини кулькової обгінно-запобіжної муфти для надійного розмикання кінематичного ланцюга.

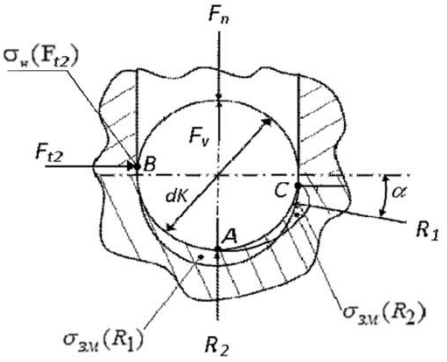


Рис. 9. Розрахункова схема для перевірки міцності кульки

Для перевірки міцності муфти розроблено розрахункову схему, що наведена на рис. 9, де F_{t2} і зовнішнє навантаження кульки; $F_n -$ сила пружності пружини; R_1 і $R_2 -$ реакції веденої напівмуфти; $F_v -$ сила інерції кульки, що обертається; $d_k -$ діаметр кульки; $\alpha -$ кут нахилу реакції R_1.

У даному випадку з (рис. 9) маємо:

$$\sigma_{зм1} = \frac{R_1 \cdot 2}{\pi d K}, \ \sigma_{зм2} = \frac{R_2 \cdot 4}{\pi d_k}. \quad (16)$$

Сумарне напруження зминання за залежностями (16) приймає вигляд

$$\sigma_{зм} = \frac{2}{\pi d_k}(R_1 + 2R_2). \quad (17)$$

. У рівнянні (17): $R_1 = \frac{F_{t2}}{cos\alpha}; \quad R_2 = \frac{G d_n^4 d_к}{8 D_n^3 i_n} - \frac{m\omega^2 d_2}{2}.$

Тоді умова міцності за напруженнями зминання приймає вигляд

$$\sigma_{зм} = \frac{2}{\pi d_к}\left(\frac{F_{t2}}{cos\alpha} + \frac{G d_n^4 d_к}{8 D_n^3 i_n} - \frac{m\omega^2 d_2}{2}\right) \le [\sigma]_{зм}. \quad (18)$$

Враховуючи, що кулька має лінійний контакт з напівмуфтою, що проходить через т. *B* (рис.9), проведено перевірку умови контактної міцності

$$\sigma_н = z_M \sqrt{\frac{F_{t1} d_1 z_1 (\rho_{от} - \rho_к)}{\pi d_2 d_к \rho_к \rho_{от} z_2}} \le [\sigma]_н, \quad (19)$$

для параметрів кулькової обгінно-запобіжної муфти: $\rho_к$= 4,9 мм; $z_M = 275$ МПа; $d_1 = 60$ мм; $d_2 = 40$мм; $d_k = 9{,}8$ мм; $z_1 = 6$; $z_2 = 2$; $\rho_{от} = 5$ мм ;

Якщо колова сила двигуна, що має: *P* = 0,5 кВт; n = 1370 об/хв, дорівнює

$$F_{t1} = \frac{P_1 \pi n}{15 d_1}, \text{ то } \sigma_н = 275\sqrt{\frac{2390 \cdot 60 \cdot 6\,(5-4{,}9)}{3{,}14 \cdot 40 \cdot 9{,}8 \cdot 5 \cdot 2}} = 328{,}45 \text{ МПа.},$$

.

Отримана величина контактного напруження є значно меншою за допустиме $[\sigma_н]$ = 1000….1400 МПа, що повністю підтверджує достатню міцність кульок та лунки корпусу веденої напівмуфти.

У четвертому розділі проведено експериментальні дослідження роботоздатності нової кулькової обгінно-запобіжної муфти. Розроблено кінематичну схему механічного привода (рис. 10), що складається з електродвигуна 1, нової муфти 2, черв'ячного редуктора 3 та навантажувального пристрою 4. Розроблено алгоритм та методику проведення експериментальних досліджень, спроектовано та виготовлено в металі муфту (рис.7) та вмонтовано її в дослідну установку в лабораторії кафедри технічної механіки та динаміки машин (рис. 11).

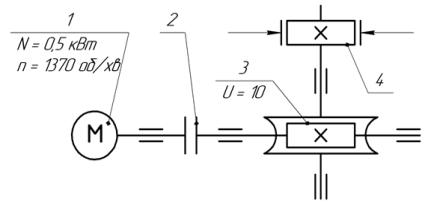


Рис. 10. Кінематична схема механічного привода

Рис. 11. Дослідна установка

Конструкція дослідної установки (рис.11) складається із електродвигуна 1, дослідної моделі кулькової обгінно-запобіжної муфти 2, редуктора 3, навантажувального гальма 4. Для покращення точності дослідів всі складові дослідної установки змонтовано на загальній жорсткій плиті 5.

Рис.12. Динамометричний ключ Bahco TAWM1430

Динамометричний ключ за допомогою якого здійснено вимірювання показників з точністю вимірювання 0,01 *Н·мм* при загвинчування гайки стяжної шпильки колодкових гальм, а також затягуванням гвинтів запобіжної частини муфти (рис. 12).

Момент, що прикладається до динамометричного ключа при загвинчуванні гайки стяжної шпильки колодкового гальма дорівнює

$$T = F_a \frac{d_2}{2} tg(\alpha + \rho') + F_a f \frac{D_m}{2}, \quad (20)$$

де $F_a -$ осьова сила (сила стискання стояків стяжною шпилькою); $d_2 -$ середній діаметр нарізі, для практичних розрахунків; $d_2 = 0{,}9d$; $\alpha -$ кут підйому нарізі; $\rho' -$ зведений кут тертя; $\rho' = 1{,}15\rho$, $\rho = arctgf$; $f = 0{,}15$ (сталь-сталь без мастила); $D_m -$ середній діаметр торцевої площі опори гайки, який дорівнює $D_m = 1{,}4d$; $d -$ зовнішній діаметр нарізі *M12 ×1,25* згідно з ДСТУ ISO 68-1: 2005, маємо: *d=12 мм*; крок нарізі *P=1,25 мм*.

Розв'язуючи рівняння (20) відносно осьової сили, що розвивається в стержні стяжної шпильки під час затягування гайки, отримаємо:

$$F_a = \frac{2T}{0{,}9 \cdot d \cdot tg(\alpha + 1{,}15 \cdot arctg(f)) + 1{,}4d \cdot f}. \quad (21)$$

Вираз (21) має знаменник, що складається зі сталих величин та кут підйому нарізі $\alpha = arctg\left(\frac{p}{\pi \cdot d_2}\right) = arctg\left(\frac{1{,}25}{3{,}14 \cdot 0{,}9 \cdot 12}\right) = 1{,}94^\circ$.

Тоді знаменник рівняння (21) дорівнює:

$$0{,}9 \cdot d \cdot tg\left(\alpha + 1{,}15 \cdot arctg(f)\right) + 1{,}4 \cdot df =$$

$$= 0{,}9 \cdot 12 \cdot tg\left(1{,}94^\circ + 1{,}15 \cdot arctg(0{,}15)\right) + 1{,}4 \cdot 12 \cdot 0{,}15 = 4{,}768 \text{ мм}.$$

Момент тертя, що створюється фрикційними колодками на барабані, становить:

$$M_T = F_T \cdot D, \quad (22)$$

де $F_T = 2 \cdot f_1 \cdot F_a \cdot \frac{l_T}{l_a}$ – сила тертя між фрикційними колодками і барабаном; $\frac{l_T}{l_a} \approx \frac{1}{3}$ – співвідношення відстаней від осей обертання стояків колодкового гальма до місць кріплення гальмівних колодок і стяжної шпильки (тобто до точок прикладання сил F_T і F_a, відповідно); $D = 200$ мм – діаметр барабана колодкового гальма; f_1 – коефіцієнт тертя ($f_1 = 0{,}3$ при сухих поверхнях контакту та матеріалах контактуючих поверхонь пресований азбест-сталь).

Отриманий момент тертя (22) приймався в якості робочого моменту механічного привода без перевантаження основних елементів кінематичного ланцюга. Його величина погоджується з обертальним моментом електродвигуна, з урахуванням наявності черв'ячного редуктора з передаточним числом, що дорівнює – 10 (рис. 11)

$$T_P = \frac{500 \cdot 10 \cdot 0{,}78}{143{,}4} = 27{,}2 \text{ Н} \cdot \text{м}. \qquad (23)$$

Таким чином для перевірки теоретичних результатів стосовно роботоздатності нової кулькової обгінно-запобіжної муфти на різних навантажувальних режимах, за допомогою навантажувального пристрою створювався момент опору, що змінювався від 0 Н·м до номінального обертального моменту на робочому органі $M_T = T_P = 27{,}2 \text{ Н} \cdot \text{м}$. Для перевірки здатності запропонованої муфти виконувати запобіжні функції збільшувалася величина моменту тертя на колодковому гальмі затягуванням гайки стяжної шпильки (рис.11), тобто збільшенням осьової сили притиску кульок 10 до робочих поверхонь лунок веденої напівмуфти (рис.7). Момент, що прикладається до динамометричного ключа при загвинчуванні регулювального гвинта запобіжної муфти визначався за виразом

$$T_1 = F_{\alpha 1} \frac{d_{г2}}{2} tg(\alpha_1 + \rho_1'), \qquad (24)$$

де $F_{\alpha 1}$ – осьова сила, що діє на кульку (сила притискання кульки до робочої поверхні пазу веденої напівмуфти); $d_{г2}$ – середній діаметр нарізі регулювального гвинта $(d_{г2} = 0{,}9 \cdot d_г)$; $d_г$ –зовнішній діаметр нарізі гвинта; α_1 –кут підйому нарізі $\left(\alpha_1 = arctg\left(\frac{p_г}{\pi \cdot d_{г2}}\right)\right)$,$p_г$ – крок різьби регулювального гвинта; ρ_1' –зведений кут тертя $\left(p_1' = 1{,}15 \cdot arctg(f_2)\right)$, f_2 – коефіцієнт тертя ($f = 0{,}15$ при сухих поверхнях контакту та матеріалах контактуючих поверхонь сталь-сталь); D_m – середній діаметр торцевої площі опори гайки $(D_m = 1{,}4 \cdot d)$.

Момент на динамометричному ключі змінювався в широкому діапазоні, вибрано понад 10 значень зусилля стискання регулювальної пружини, при яких нова муфта чітко роз’єднувала напівмуфти тоді, коли момент опору зростав у 1,25 – 1,42 разів більше від номінального. Для прикладу більш характерні графіки впливу сили затягування пружин на величину номінального моменту наведено на рис. 13.

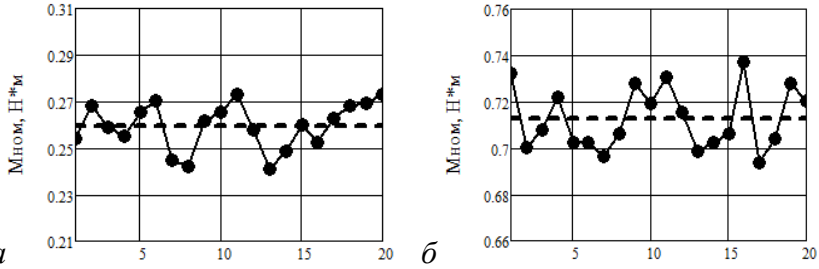


Рис. 13. Результати експериментальних досліджень навантажувальної здатності обгінно-запобіжної муфти для різних значень зусилля F_{α_1}

Експериментальні дослідження проводилися для діапазону зусиль притискання кульок запобіжної муфти $F_{\alpha 1} = 1 \dots 10\ H$ з кроком 1Н. Необхідний момент $M_{\text{ном}}$ затягування регулювального гвинта за відомого значення осьового зусилля $F_{\alpha 1}$ визначався за формулою (24) і встановлювався за допомогою динамометричного ключа (рис. 12).

Провівши серію із 20-ти досліджень для кожного з вибраних 10-ти значень зусилля стискання регулювальної пружини (зусилля притискання кульок) побудовано відповідні графічні залежності отриманих результатів та знайдено середнє значення номінального моменту спрацювання муфти для кожного з дослідів (рис. 13).

Загальні висновки та рекомендації

Дисертаційна робота є завершеним науковим дослідженням з розв'язання важливого завдання з покращення надійності механічного привода застосуванням кулькових обгінно-запобіжних муфт та обґрунтуванням їх конструктивних особливостей, геометричних та кінематико-силових параметрів, що забезпечують надійний захист від руйнувань всіх елементів привода під час експлуатації.

Вагомими результатами дисертації є:

1. За результатами порівняльного аналізу літературних джерел встановлено, що у механічних приводах традиційно застосовуються роликові муфти вільного ходу, які унеможливлюють надійне та своєчасне запобігання дії надлишкових навантажень у приводі. Такі муфти передають обертальний момент за рахунок тертя між робочими поверхнями ролика, барабана і зірки, що негативно впливає на термін їх експлуатації.

2. Науково обґрунтовано ефективність застосування у механічних приводах принципово нових кулькових обгінних муфт для автоматичного з’єднання і роз’єднання напівмуфт та передавання обертального моменту без проковзування зачепленням кульок з їхніми

пазами, що зменшує спрацювання робочих поверхонь та збільшує довговічність елементів кінематичних ланцюгів.

3. Запропоновано нову кулькову обгінну муфту, конструкцію якої запатентовано, та наведено математичні вирази часу вмикання, кінематико-силових і міцнісних характеристик. Виготовлено та проведено дослідження роботоздатності в експлуатаційних умовах запатентованої муфти, що дало можливість встановити основні недоліки кулькової обгінної муфти радіальної дії та переконливо довести необхідність застосування кулькових обгінних муфт осьової дії, як більш прогресивних.

4. Запропоновано математичні моделі процесу вмикання кулькової обгінної муфти осьової дії, що дозволило встановити вплив початкових граничних взаєморозміщень кульок та пазів напівмуфт на процес її включення. Теоретично встановлено, що час включення кулькової обгінної муфти, яка оснащена підпружиненим кільцем, змінюється в межах 0,02 – 0,06 с, що відповідає часу вмикання традиційних роликових обгінних муфт.

5. Розроблено принципові схеми, на основі яких синтезовано з аналізом кінематично-силових та експлуатаційних характеристик принципово нові обгінно-запобіжні муфи, на одну з яких отримано патент України на корисну модель.

6. На основі теорії Герца з контактної міцності доведено достатню міцність кульок та робочих поверхонь напівмуфт в місцях лінійного контакту між ними, так як робоче контактне напруження - $\sigma_{\text{н}}$ в 1,4 – 1,5 рази менше за допустиме $[\sigma]_{\text{н}}$.

7. Для проведення експериментальних досліджень розроблено принципову та кінематичну схеми, на основі яких синтезовано експериментальну установку, вибрано алгоритм і методику проведення дослідів, проведено серію із 20-ти експериментальних досліджень для кожного з 10-ти різних значень навантаження на кульки запобіжної частини муфти, отримано табличні значення моменту спрацювання розробленої муфти, та на основі проведеного експерименту побудовано графічні залежності навантажувальної здатності обгінно-запобіжної муфти при різних значеннях зусилля F_{α_1}. Дослідами підтверджено роботоздатність, тобто надійне передавання обертального моменту та миттєве роз'єднання напівмуфт запобіжною частиною нової кулькової обгінно-запобіжної муфти при збільшенні навантаження в 1,25 – 1,42 рази більше від номінального.

8. Встановлено, що величину перевантаження зручно регулювати силами пружності пружин за допомогою регульованих гвинтів, при

загвинчуванні яких можна вибрати потрібну характеристику режиму затягування пружин, та суттєво змінювати допустиму величину перевантажень не руйнуючи при цьому деталей механічного привода, цим істотно покращено ефективність його роботи.

9. Проведено статистичне обробленя експериментальних досліджень на основі теорій Манна-Уітні, Кохрена та Стьюдента. У ході обробки експерименту підтверджено, що експеримент є відтворюваним, оскільки дисперсія відтворюваності становить $0{,}00031\ (\text{Н} \cdot \text{м})^2$, середнє квадратичне відхилення – $\mp 0{,}0176\ (\text{Н} \cdot \text{м})$, а відносна похибка отриманих результатів – 2,3%.

10. Синтезована та виготовлена дослідна установка впроваджена у навчальний процес на кафедрі „Технічна механіка та динаміка машин" Національного університету "Львівська політехніка", а методика розрахунку, опис конструкції та особливості експлуатації нової кулькової обгінно-запобіжної муфти впроваджено на ЛАП "Львівагромашпроект" і Малому виробничо-комерційному виробництві "ПоЛьві" для покращення роботи кінематичних ланцюгів механічних приводів.

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

Статті, що надруковані у наукових періодичних виданнях інших держав:

1. A. Borys, V. Malaschchenko, V. Yankiv. «Влияние динамических явлений на нагрузку елементов приводов с шариковой обгонной муфтой » MOTROL Commission of motorization and energetics in agriculture Lublin – Rzeszow, 2016. – С. 2–7 (Польща).

Праці надруковані у виданнях, які входять у науково-метричну базу:

2. MalaschchenkoV.O., BorysA.O. Force turning off the torque limiter // Сборник статтей XX международная конференція, "Развитие науки в XXI веке". – Харків, 2016. – С. 64-70.

Статті, які опубліковані у наукових фахових виданнях України:

3. Борис А.О. «Конструкція та принцип роботи кулькової обгінної муфти транспортного засобу». Науково – технічний журнал "Підйомно-транспортна техніка". – Одеса, 2017. – С. 81–85.

4. Малащенко В.О, Семенюк В.Ф., Борис А.О., Матвіїв Б.Т. «Ефективність застосування кулькової обгінно-запобіжної муфти механічних приводів». Науково – технічний журнал "Підйомно-транспортна техніка». – Одеса, 2018. – С. 104–112.

5. Малащенко В.О., Борис А.О., Федик В.В. «Force interaction in the elements of clutch with parallel grooves in driven helf sleeve.». Вісник НУ

«Львівська політехніка» Динаміка, міцність та проектування машин і приладів. – Львів, 2014. – С. 106 – 110.
6. Борис А.О., Венцель Є.С., Носко П.Л., Філь П.В. Тертя під час вимикання кулькових обмежувачів обертального моменту. – К.: Науково – технічний журнал «Проблеми тертя та зношування», 2016. – С. 38-43.
7. Малащенко В.О., Коруняк П.С., Малащенко В.В., Борис А.О. Оптимізація габаритів фрикційних запобіжних муфт шляхом уточнення коефіцієнту тертя . – Одеса. Журнал “ Підйомно-транспортна техніка”, № 3. 2013. – С. 22-29.
8. Малащенко В.О., Сороківський О.І., Борис А.О. Геометричні та силові залежності приводів велосипедів з новою кульковою муфтою вільного ходу // Вісник НУ «Львівська політехніка». Динаміка міцність та проектування машин і приладів. – Львів, 2009. – С. 46-49.

Тези доповідей та матеріали конференцій:

9. Борис А.О., Малащенко В.О., Кириченко І.Г . Тертя під час вимикання кулькових обгінних муфт. 13-й міжнародний симпозіум українських інженерів механіків у Львові. – Львів, 2017. – С. 123-124.
10. Борис А.О., Ланець О.В., Малащенко В.О. Конструкционные особенности шариковых обгонных муфт подьемно-транспортных машин. Подьемно – транспортные строительные, дорожные, путевые машини и робототехнические комплексы. – М.: 2016. – С. 21-23.
11. Борис А.О., Малащенко В.О. Будова та час включення кулькової муфти вільного ходу осьової дії. Всеукраїнська науково-практична конференція "Обладнання і технології сучасного машинобудування". - Тернопіль, 2017. – С. 40-41.

Деклaративні патенти України на корисні моделі:

12. Патент України № 126211. "Обгінно-запобіжна муфта". Борис А.О., МПК F16D 41/06 (2006.01), Бюл № 11, від 11.06.2018.
13. Патент України № 130425. "Муфта вільного ходу". Борис А.О., Малащенко В.О., МПК F16D 41/30 (2006.01), Бюл. №23, від 10.12.2018.

АНОТАЦІЯ

Борис А.О. Покращення ефективності механічних приводів застосуванням кулькових обгінно-запобіжних муфт. – На правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.02.02 – машинознавство. – Національного університету „Львівська політехніка”, Міністерства освіти і науки України, Львів, 2019.

У дисертаційній роботі виконано теоретичні та експериментальні

дослідження процесів передавання обертальних моментів механічними приводами, кінематичні ланцюги яких оснащені обгінними муфтами.

Розроблено аналітичні залежності для математичного описання процесу передавання навантажень в одному напрямку та дослідження взаємозв'язаних параметрів, що характеризують роботоздатність, кінематико-силові показники кулькових муфт механічних приводів машин. Розроблено основні критерії синтезу кулькової обгінної муфти багатошвидкісної задньої втулки серійного велосипеду та нових кулькових обгінно-запобіжних муфт, на які отримано патенти України на корисні моделі.

Розроблено алгоритм вибору та визначення конструктивних, кінематико-силових та експлуатаційних параметрів муфт, які забезпечують задану ефективність кінематичних ланцюгів механічних приводів. Подано результати експериментальних досліджень для перевірки та підтвердження основних теоретичних положень дисертації. Сформовано висновки та рекомендації для використання на практиці теоретичних положень для покращення ефективності роботи механічних приводів машин застосуванням кулькових обгінно-запобіжних муфт.

***Ключеві слова*:** кулькова муфта; муфта; обгінна муфта; обгінно-запобіжна муфта; муфта механічного привода.

АННОТАЦИЯ

Борис А.О. Повышение эффективности механических приводов применением шариковых обгонно - предупредительных муфт. – На правах рукописи.

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.02.02 - машиноведение. – Национального университета " Львовская политэхника", Министерства образования и науки Украины, Львов, 2019.

В диссертационной работе выполнены теоретические и экспериментальные исследования процессов передачи вращательных моментов механическими приводами машин и механизмов, кинематические цепи которых оснащены обгонными муфтамы. Разработаны аналитические зависимости для математического описания процесса передачи нагрузок в одном направлении и исследования взаимосвязанных параметров, характеризующих работоспособность, кинематические и силовые показатели шариковых муфт механических приводов машин. Разработаны критерии синтеза шариковой обгонной муфты многоскоростной задней втулки

велосипеда и новых шариковых обгонно-предупредительных муфт, на которые получены патенты Украины на полезную модель.

Разработан алгоритм выбора конструктивных, кинематико-силовых и эксплуатационных параметров муфт, обеспечивающих заданную эффективность кинематических цепей механических приводов. Представлены результаты экспериментальных исследований для проверки и подтверждения основных теоретических положений диссертации. Сформированы выводы и рекомендации для использования на практике теоретических положений для повышения эффективности работы механических приводов машин с применением шариковых обгонно-предупредительных муфт.

Ключевые слова: шариковая муфта; муфта; обгонная муфта; обгонно-предохранительная муфта; муфта механического привода.

SUMMARY

Boris A.O. Improvement of the efficiency of mechanical drives by the use of ball fastening and safety couplings. - On the rights of manuscripts.

Dissertation for the degree of a candidate of technical sciences in specialty 05.02.02 - machine science. - Lviv Polytechnic National University of Ministry of Education and Science of Ukraine, Lviv, 2019.

In the dissertation work the theoretical and experimental researches of processes of transfer of rotational moments by mechanical drives are executed, kinematic chains of which are equipped with overhead couplings. The analytical dependences for mathematical description of the process of transfer of loads in one direction and the study of interrelated parameters characterizing the robustness, kinematics-power parameters of ball couplings of mechanical drives of machines are developed. The basic criteria of synthesis of a ball clutch coupling of a multi-turn rear buckle sleeve of a serial bike and new ball clutch and safety clutches, which received patents of Ukraine on the utility model, were developed.

The algorithm of choice and designation of structural, kinematic-power and operating parameters of couplings, which provide the given efficiency of kinematic chains of mechanical drives, is developed. The results of experimental research are submitted for verification and confirmation of the basic theoretical positions of the dissertation. The conclusions and recommendations for the practical application of the theoretical provisions for improving the efficiency of mechanical drives of machines using ball-bearing over-guard couplings are formed.

Key words: ball coupling; clutch; overhead coupling; over - protection coupling; mechanical drive coupling.

Підписано до друку 11.04.2019 р.
Формат 60×90 1/16. Папір офсетний.
Друк на різографі. Умовн. друк. арк. 1,5. Обл.-видав. арк. 0,89.
Тираж 100 прим. Зам. 190333.

Поліграфічний центр
Видавництва Національного університету "Львівська політехніка"
вул. Ф.Колесси, 4, 79013, Львів
Реєстраційне свідоцтво серії ДК № 4459 від 27.12.2012 р.