

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
ХМЕЛЬНИЦЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

**БУРЯК МИКОЛА ВАСИЛЬОВИЧ**

УДК 621.825.5

**ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ НИЗЬКОДИНАМІЧНИХ  
КУЛЬКОВИХ ЗАПОБІЖНИХ МУФТ**

05.02.02 – машинознавство

**АВТОРЕФЕРАТ**

дисертації на здобуття наукового  
ступеня кандидата технічних наук

Хмельницький – 2004

Дисертацією є рукопис

Робота виконана в Тернопільському державному технічному університеті імені Івана Пулюя Міністерства освіти і науки України

**Науковий керівник:** доктор технічних наук, професор **Гевко Роман Богданович**, Тернопільська академія народного господарства, завідувач кафедри машин і обладнання АПК

**Офіційні опоненти:** доктор технічних наук, професор **Кіницький Ярослав Тимофійович**, завідувач кафедри машинознавства Хмельницького державного університету

кандидат технічних наук, доцент **Дубинець Олександр Іванович**, завідувач кафедри технічної механіки Національного технічного університету України “Київський політехнічний інститут”, м. Київ.

**Провідна установа:** Національний університет “Львівська політехніка”, кафедра деталей машин, Міністерство освіти і науки України, м. Львів.

Захист відбудеться “\_\_\_” \_\_\_\_\_ 2004 року о \_\_\_ годині на засіданні спеціалізованої вченої ради Д 70.052.02 при Хмельницькому державному університеті за адресою: 29016, м. Хмельницький, вул. Інститутська, 11, 3-й навчальний корпус, зал засідань.

З дисертацією можна ознайомитись у науковій бібліотеці Хмельницького державного університету за адресою: 29016, м. Хмельницький, вул. Кам'янецька, 110/1

Автореферат розісланий “\_\_\_” \_\_\_\_\_ 2004 р.

Вчений секретар  
спеціалізованої вченої ради,  
доктор технічних наук, професор

Калда Г.С.

## ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

**Актуальність теми.** Розвиток сучасного машинобудування вимагає підвищення експлуатаційної надійності робочих органів і приводів механізмів та машин. Одним із шляхів вирішення цієї задачі є розробка і застосування високоточних і низькодинамічних запобіжних муфт, функціональні і експлуатаційні показники яких залишаються стабільними при значному терміні їх експлуатації.

Динамічні навантаження, що виникають при спрацюванні існуючих конструкцій запобіжних муфт, спричиняють значні осьові та колові ударні навантаження, як на елементи зачеплення півмуфт, так і на приводи машин в цілому. Це призводить до швидкого зношування робочих поверхонь муфт, падіння їх навантажувальної здатності, зниження коефіцієнта точності спрацювання та терміну експлуатації приводів і робочих органів машин.

Відомі конструкції саморозмикних запобіжних муфт не можуть задовольнити сучасні експлуатаційні вимоги, які висуваються до технологічних машин, оскільки потребують додаткового часу на відновлення початкового положення півмуфт після їх відносного повертання або є конструктивно складними і ненадійними в роботі.

В зв'язку з цим актуальним є питання розробки нових конструкцій та обґрунтування раціональних конструктивно-кінематичних параметрів низькодинамічних кулькових запобіжних муфт, що забезпечить суттєве зниження ударних навантажень на вузли приводів і відповідно підвищить надійність і довговічність механізмів і машин.

**Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами.** Робота виконана відповідно до координаційного плану важливих науково-дослідних робіт ВУЗів України на 1996-2002 рр., і “Національної програми розробки технологічних комплексів машин і обладнання сільського господарства, харчової та переробної промисловості”, затвердженої Кабінетом Міністрів від 07.03.1996 р., а також є частиною досліджень із науково-дослідної держбюджетної теми ДІ 97-02 “Механіко-технологічні основи проектування транспортно-технологічних систем коренезбиральних машин” (номер державної реєстрації 0102U002302).

**Мета і задачі досліджень.** *Метою роботи* є зменшення рівня ударних навантажень на приводи машин шляхом обґрунтування та вибору раціональних параметрів нових конструкцій низькодинамічних кулькових запобіжних муфт.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні **задачі дослідження:**

- проаналізувати відомі конструкції запобіжних муфт та результати їх теоретичних і експлуатаційних досліджень а також встановити основні технічні проблеми та напрямки їх вирішення;
- провести силовий аналіз механізмів розмикання півмуфт та вивести аналітичні залежності для визначення взаємозв'язку між силовими та конструктивними параметрами;
- розробити динамічні моделі процесу спрацювання муфт з визначенням параметрів руху півмуфт при їх відносному повертанні;

- розробити методику проведення досліджень, стендове обладнання та експериментальні моделі низькодинамічних кулькових запобіжних муфт;
- провести комплекс статичних та динамічних досліджень для визначення раціональних конструктивних параметрів і режимів роботи розроблених муфт;
- розробити інженерну методику проектування низькодинамічних кулькових запобіжних муфт.

**Об'єкт досліджень:** приводи механізмів і машин.

**Предмет досліджень:** низькодинамічні кулькові запобіжні муфти та процеси їх спрацювання.

**Методи дослідження** – теоретичні дослідження проводились з використанням основних положень вищої математики, теоретичної механіки, теорії машин і механізмів, основ конструювання деталей машин, а також сучасних методів математичного моделювання.

Експериментальні дослідження здійснювались з використанням стандартних і оригінальних стендів та методів планування багатofакторного експерименту.

### **Наукова новизна одержаних результатів.**

На основі аналітичних залежностей встановлено взаємозв'язок між конструктивними, кінематичними і силовими параметрами низькодинамічних кулькових запобіжних муфт.

Реалізація розробленої динамічної моделі дозволила встановити вплив параметрів муфт на характер відносного переміщення півмуфт при їх буксуванні та виявити інтенсивність впливу цих параметрів на процес роботи.

На основі дослідження динамічної моделі приводу із запобіжною муфтою встановлено вплив основних параметрів на динаміку спрацювання запобіжних муфт в першій хвилі коливань.

Встановлено межі раціональних конструктивних і кінематичних параметрів та експлуатаційні показники низькодинамічних кулькових запобіжних муфт відносно крутного моменту їх розмикання.

### **Практичне значення одержаних результатів.**

Розроблено конструкції низькодинамічних кулькових запобіжних муфт, які захищені патентами України на винаходи. Розроблено стендове обладнання для визначення експлуатаційних характеристик запобіжних муфт. Запропоновано практичні розрахункові залежності для визначення раціональних конструктивних і кінематичних параметрів муфт відносно моменту їх спрацювання. Для інженерного проектування конструкцій муфт наведено табличні значення рекомендованих параметрів відносно їх навантажувальної здатності та режимів роботи.

### **Особистий внесок здобувача.**

Безпосередня участь здобувача в отриманні наукових результатів, викладених у дисертації та відображених у наукових працях полягає: в аналізі сучасного стану питання і пошуку нових підходів для зниження динамічних навантажень на приводи машин в процесі роботи запобіжних муфт; виведені аналітичних залежностей, розробці математичної моделі та програм їх обчислень; розробці та виготовленні

низькодинамічних кулькових запобіжних муфт і елементів дослідного стенду; проведенні експериментальних досліджень, та обробці отриманих результатів.

У публікаціях, викладених у співавторстві, особистий внесок здобувача складає понад 70%. У патентах України на винаходи частка кожного автора є однаковою.

**Апробація результатів роботи.** Основні положення виконаних досліджень доповідались і обговорювались: на науково-технічних семінарах у Тернопільському державному технічному університеті (1999 – 2002рр.); на 4-й науково-технічній конференції Тернопільського державного технічного університету “Прогресивні матеріали, технології та обладнання в машино- і приладобудуванні” (2000р.); на міжнародній науково-практичній конференції факультету механізації сільського господарства Національного аграрного університету (2000р.); на засіданні науково-технічної ради СКБ і відділу наукових досліджень ВАТ “ТеКЗ” (2001р.); на другій міжнародній науково-практичній конференції “Сучасні проблеми землеробської механіки” Національного аграрного університету та Луцького державного технічного університету (2001р.); на розширеному засіданні кафедри “комп’ютерно-інтегрованих технологій” Тернопільського державного технічного університету (2002р.); на фаховому семінарі Тернопільського державного технічного університету (2002р.).

**Публікації.** Основні положення і результати досліджень опубліковані в 7-ми друкованих працях, з яких 6 статей у фахових виданнях. Технічна новизна розроблених конструкцій кулькових запобіжних муфт захищена 3-ма патентами України на винаходи №№ 40989 А; 38106 А; 34816 А.

**Структура й обсяг дисертації.** Дисертація складається із вступу, чотирьох розділів, висновків, списку використаних джерел із 121 найменування і додатків. Робота викладена на 151 сторінці машинописного тексту, містить 58 рисунків та 5 таблиць.

## **ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ**

*У вступі* обґрунтовано актуальність роботи, сформульовано мету та задачі дослідження, визначено об’єкт і предмет дослідження, а також висвітлено наукову новизну та практичне значення одержаних результатів. Наведено інформацію про апробацію результатів досліджень та публікації і пропозиції, що висвітлюють основні положення дисертаційної роботи, подано загальну характеристику дисертації та основні положення, що виносяться на захист.

*У першому розділі* проаналізовано основні напрямки зниження динамічних навантажень на приводи машин, вимоги які висуваються до запобіжних муфт, результати відомих теоретичних та експериментальних досліджень, а також стендового обладнання для визначення функціональних і експлуатаційних параметрів запобіжних муфт.

Проведений аналіз конструктивних схем запобіжних муфт, результатів теоретичних і експериментальних досліджень з визначення їх раціональних конструктивних, кінематичних і динамічних параметрів показав, що задача,

пов'язана із зниженням динамічних навантажень на приводи машин в процесі буксування муфт не є повністю розв'язаною.

Існуючі типи низькодинамічних муфт мають такі основні недоліки: або є конструктивно складними, або є недосконалими з точки зору експлуатаційних вимог.

Одним із перспективних шляхів розв'язання даної задачі є розробка та обґрунтування параметрів таких конструкцій низькодинамічних запобіжних муфт, режим роботи яких забезпечить значне (на порядок і більше) зниження динамічних навантажень на привод в процесі буксування півмуфт у порівнянні з початковим моментом спрацювання, на який розрахована муфта.

У *другому розділі* наведено теоретичне обґрунтування процесів спрацювання низькодинамічних кулькових запобіжних муфт.

Для зниження рівня ударних навантажень, які виникають у процесі буксування півмуфт, запропонована схема кулькової запобіжної муфти, розгортка якої зображена на рис. 1. В процесі роботи ведуча півмуфта із масою  $m$  обертається відносно веденої, що спричиняє розмикання елементів зачеплення і деформацію пружини з жорсткістю  $C$ . Якщо перед лунками встановити похилі виступи тоді, кульки з рухомою півмуфтою, отримують додаткове осьове переміщення, а далі під дією пружини повертаються у зворотному напрямку. Такий рух проходить за певний час  $t$ , за який рухома півмуфта повинна пройти шлях, що перевищує розміри лунки. Це виключить потрапляння кульок у лунки і знизить рівень колових ударних навантажень. Відновлення зачеплення здійснюється шляхом зниження частоти обертання ведучої півмуфти, що викликає зменшення відстані  $L$  і входження

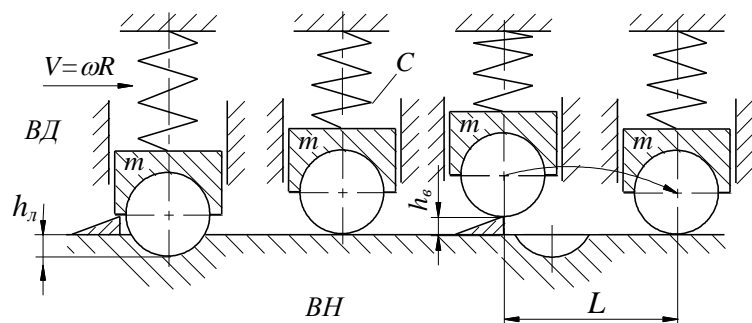


Рис. 1. Схема розгортки процесу переміщення ведучої півмуфти відносно веденої

в кульок у лунки.

в кульок у лунки.

На рис.2 зображена схема для визначення конструктивно-силових параметрів механізму розтискання півмуфт у момент виходу кульок із зачеплення з напівсферичними лунками.

На основі проведеного силового аналізу виведено аналітичну залежність для визначення крутного моменту, який передає запобіжна муфта від її конструктивних параметрів і відносного положення півмуфт

$$T_m = \frac{RC \left[ \delta_0 + \sqrt{r^2 - \left( \sqrt{h_n(2r - h_n)} - R\varphi \right)^2} - r + h_n \right]}{\operatorname{tg} \left\{ \arcsin \left( \frac{\sqrt{r^2 - \left( \sqrt{h_n(2r - h_n)} - R\varphi \right)^2}}{r} \right) - \rho \right\}}, \quad (1)$$

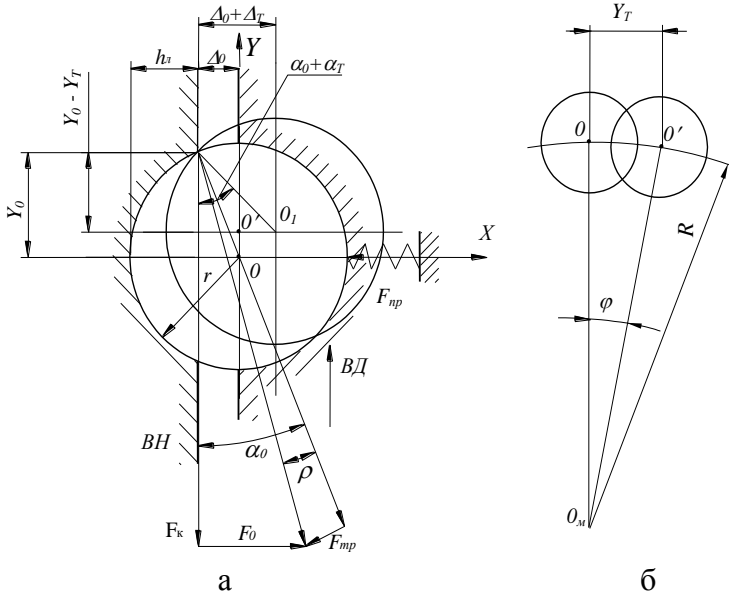


Рис. 2. Схема для визначення конструктивно-силових параметрів кулькового механізму розтискання півмуфти

зміни крутного моменту  $T_m$  (рис. 3 і 4), за якими встановлено, що максимальний крутний момент муфта передає в початковому положенні.

Найбільш суттєвий вплив на характер і рівень зростання  $T_{m \max}$  має величина глибини виконання лунки  $h_l$ . Встановлено, що зростання  $h_l$  від  $0,4r$  ( $T_{m \max} = 54,8 \text{ Нм}$ ) до  $0,8r$  призводить до зростання  $T_{m \max}$  у 3,92 рази.

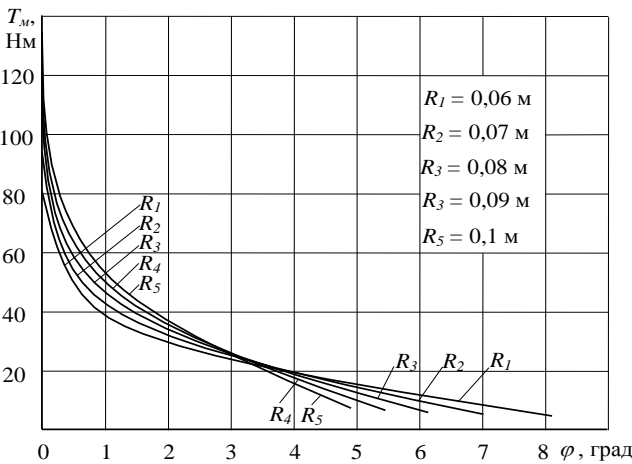


Рис. 3. Залежності зміни крутного моменту  $T_m = f(\varphi)$  від радіуса розташування кульок

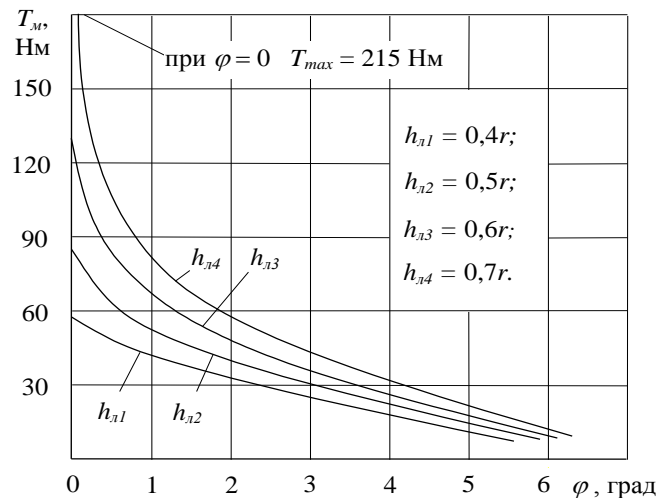


Рис. 4. Залежності зміни крутного моменту  $T_m = f(\varphi)$  від глибини лунок

Також проведено теоретичні розрахунки з визначення характеру зміни крутного моменту при проходженні кульок по поверхні виступу. Розрахункова схема представлена на рис.5. Доведено, що максимальний крутний момент визначається за формулою

$$T_{\theta \max} = \frac{RC[\delta_0 + r \cos \beta]}{\text{ctg}(\beta + \rho)}, \quad (2)$$

де  $\beta$  – кут нахилу похилого виступу.

Максимальне та мінімальне значення кута нахилу виступу вибирається з умов

$$\beta_{max} = \arccos\left(\frac{h_n}{r}\right); \quad (3)$$

$$\beta_{min} = \arctg\left(\frac{n(r-h_n)}{\pi R - n\sqrt{2rh_n - h_n^2}}\right), \quad (4)$$

де  $n$  – кількість елементів зачеплення.

На основі результатів розрахунків побудовані графічні залежності максимального крутного моменту  $T_{\theta max} = f(\beta)$  для різних значень радіуса кульки  $r$ , які зображено на рис. 6. Аналізуючи графічні залежності на двох етапах спрацювання муфти встановлено, що відношення їх максимальних крутних моментів  $k = T_{1 max} / T_{2 max}$  при постійних величинах  $R = 0,08$  м;  $C = 40000$  Н/м;  $\rho = 9^\circ$ ;  $\delta_0 = 0,005$  м;  $h_n = 0,7r$ ;  $r = 0,009$  м і при  $\beta = 45^\circ$  складає  $k = 2,4$ , при  $\beta = 35^\circ$ :  $k = 3$ , при  $\beta = 25^\circ$ :  $k = 4$ , при  $\beta = 15^\circ$ :  $k = 6$ .

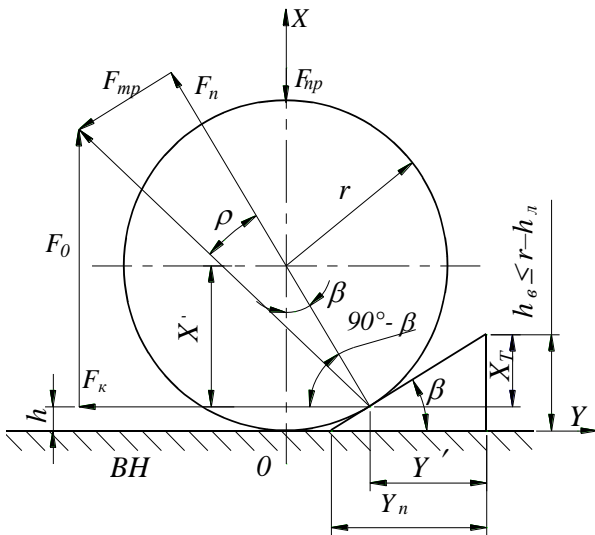


Рис. 5. Схема для визначення параметрів взаємодії кульки з похилим виступом

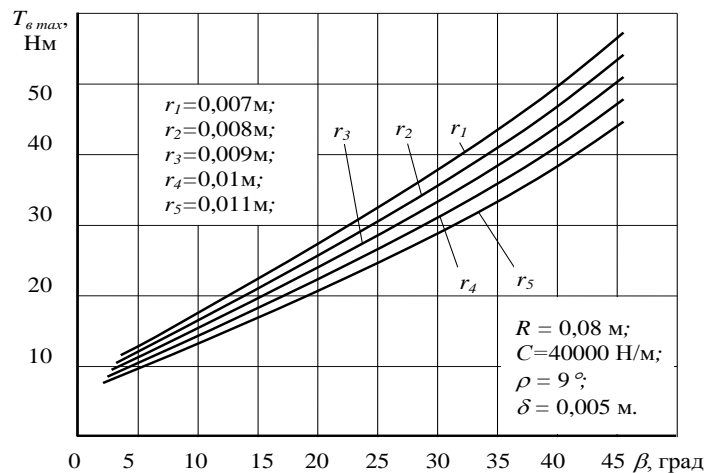


Рис. 6. Залежність величини максимального крутного моменту від радіуса кульки

З метою зменшення осьових ударних навантажень в процесі буксування півмуфт запропонована кінематична схема механізму розтискання півмуфт, у якій несучі та відповідні елементи зачеплення виконані автономно та підтиснуті механізмами з різною жорсткістю пружин. Проведено силовий розрахунок механізму розтиску півмуфт з радіальними елементами зачеплення. Розрахункова схема для визначення взаємозв'язку між конструктивними і силовими параметрами радіального кулькового зачеплення представлена на рис. 7.

Колову силу, що виникає в радіальних елементах зачеплення півмуфт знаходили за формулою

$$F_{\kappa} = \frac{\left[ C(\delta_0 + \Delta_T) + \left( \frac{C(\delta_0 + \Delta_T)f \cos \lambda}{\sin \lambda - f \cos \lambda} \right) \right] \operatorname{ctg} \lambda + f \sqrt{F_{\kappa}^2 + \left[ \frac{C(\delta_0 + \Delta_T)}{\sin \lambda - f \cos \lambda} \right]^2 \sin^2 \lambda}}{\operatorname{tg}(\alpha - \rho)}, \quad (5)$$

де  $F_{\kappa}$  – колова сила;  $\Delta_T$  – біжуче значення деформації пружини;  $\lambda$  – кут між вертикальною віссю і лінією, що з'єднує центри кульок;  $f$  – коефіцієнт тертя.



Крутний момент, який передає муфта визначається з системи рівнянь які розраховували чисельними методами на ЕОМ.

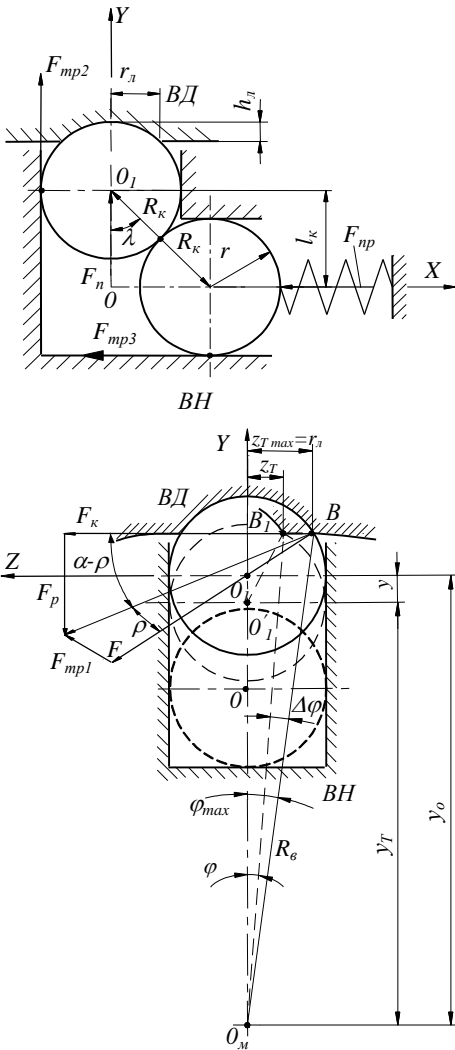


Рис. 7. Схема для розрахунку параметра метрів радіального кулькового зачеплення

$$\begin{cases} T_m = F_k R_g; \\ F_k = \frac{[C(\delta_0 + \Delta_T) + R_k f \cos \lambda] \operatorname{ctg} \lambda + f \sqrt{F_k^2 + R_k^2 \sin^2 \lambda}}{\operatorname{tg}(\alpha - \rho)}; \\ R_k = \frac{C(\delta_0 + \Delta_T)}{\sin \lambda - f \cos \lambda}; \\ \alpha = \arccos\left(\frac{R_g \sin \varphi}{r}\right); \\ \lambda = \arccos\left(\frac{l_k - y}{2r}\right); \\ \Delta_T = \sqrt{4r^2 - (l_k - y)^2} - \sqrt{4r^2 - l_k^2}; \\ y = \sqrt{r^2 - R^2 \sin^2 \varphi} - \sqrt{r^2 - r_l^2}, \end{cases} \quad (6)$$

де  $R_k$  – сила реакцій в точці дотику кульок;  $\alpha$  – кут між силами  $F$  і  $F_k$ ;  $r_l$  і  $h_l$  – відповідно радіус і глибина радіальних лунок;  $l_k$  – відстань між центрами кульок у радіальному напрямку, при повному заглибленні кульок в лунки;

На рис.8 представленні графічні залежності зміни величини крутного моменту  $T$  від кута  $\varphi$  повертання півмуфт до повного виходу кульок із зачеплення з лунками при різних співвідношення  $r_l/r$ . Встановлено, що збільшення відношення  $r_l/r$  суттєво підвищує навантажувальну здатність муфти. Значний вплив на крутний муфти має відносно розташування пари кульок, яке характеризується значенням кута  $\lambda$ .

Встановлено, що зміна початкового положення кута  $\lambda_0$ , при якому муфта передає максимальний момент, від  $20^\circ$  до  $70^\circ$  призводить до зменшення абсолютної величини  $T_m$  у 9,7 разів при співвідношенні  $r_l/r = 0,6$  (рис. 9).

Проведений динамічний розрахунок механізму розтискання півмуфт для визначення впливу конструктивних і кінематичних параметрів на характер руху півмуфт при їх безконтактному повертанні. Розрахункова схема зображена на рис. 10.

Рівняння руху ведучої півмуфти в момент відриву від виступу вздовж осі  $x$ , яка направлена паралельно осі привідного вала має вигляд

$$m\ddot{x} = -C(x + \delta_0) - F_T \operatorname{sgn}(\dot{x}). \quad (7)$$

Початкові умови руху (при  $t = 0$ ):

$$x(0) = h - r(1 - \cos \beta); \quad \dot{x}(0) = V_0 \operatorname{tg} \beta, \quad (8)$$

де  $m$  – маса рухомої півмуфти;  $F_T$  – сила тертя у шліцах півмуфти;  $h$  – висота виступу;  $V_0 = \omega_0 R_m$  – лінійна швидкість кульки відносно нерухомої півмуфти в напрямку, перпендикулярному до осі  $x$ .

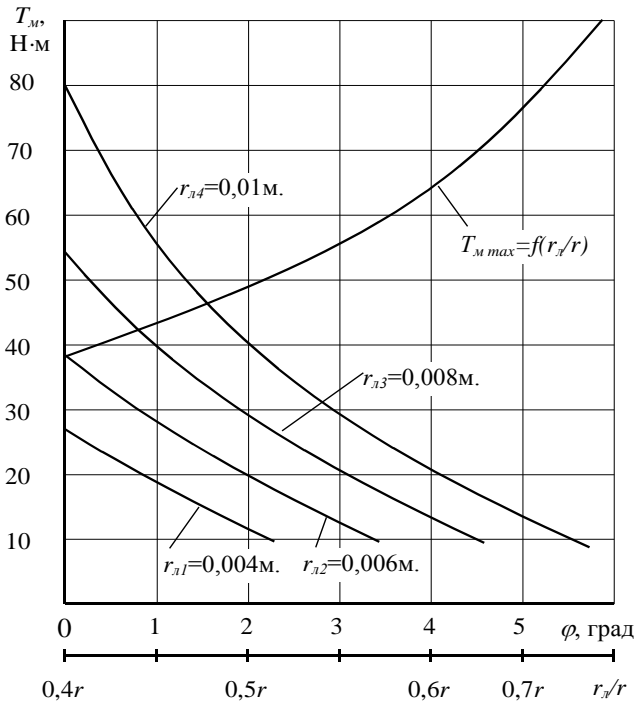


Рис. 8. Залежність  $T_M$  від кута  $\varphi$  провертання півмуфти до повного входу кульок із зачеплення з лунками, та  $T_{M \max} = f(r_i/r)$

Визначено час руху півмуфти в осьовому напрямку в сторону стискання пружини до її повної зупинки  $t_1$  і час зворотного переміщення  $t_2$  до повторного контакту кульок з півмуфтою

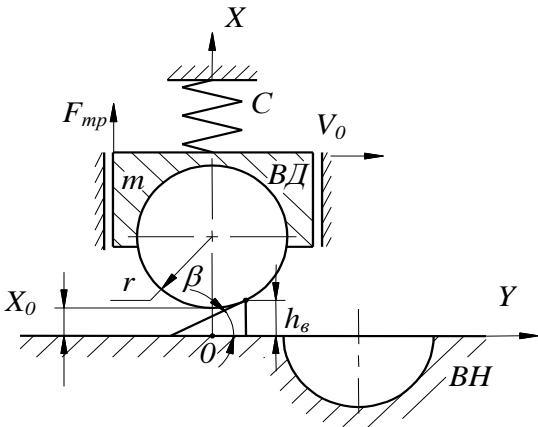


Рис. 10. Схема для визначення характеру руху півмуфти при відриві кульок від виступу

За цей час ведуча привідна півмуфта зміститься в напрямку обертання відносно кінця виступу на відстань

$$L = \omega_0 R t_s. \quad (10)$$

На основі аналізу розробленої програми розрахунків на ПЕОМ на рис. 11 наведені залежності впливу маси рухомої півмуфти  $m$  на показники  $L$ ,  $t_s$  і  $H_{\max}$ . Зростання маси рухомої півмуфти  $m$  від 0,5 кг до 3 кг призводить до збільшення відстані безконтактного провертання півмуфти від  $L = 7$  мм до  $L = 43$  мм.

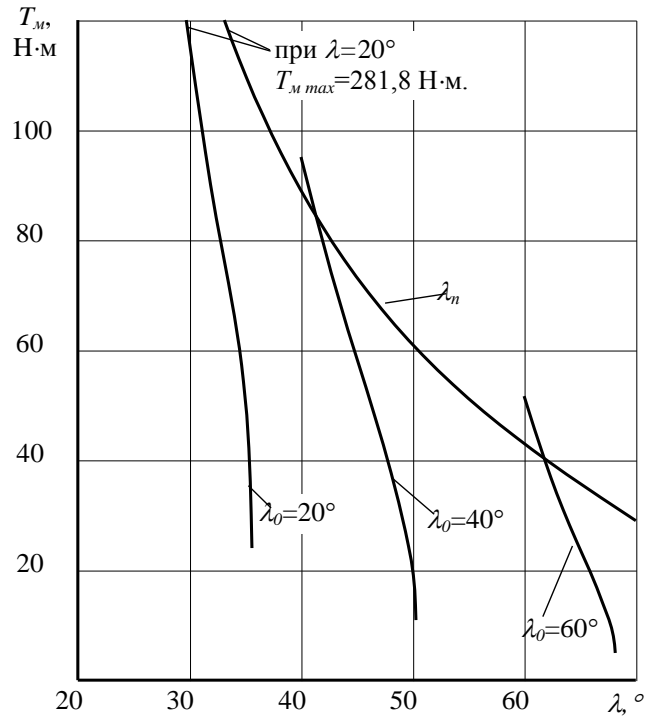


Рис. 9. Залежність впливу кута  $\beta$  на величину крутного моменту

$$t_1 = \frac{\arctg\left(\frac{A}{B}\right)}{\gamma};$$

$$t_2 = \frac{\arccos\left(\frac{\delta_0 - \frac{F_{mp}}{C}}{B}\right)}{\gamma}, \quad (9)$$

де  $A$ ,  $B$  – сталі інтегрування;  $\gamma$  – частота власних коливань системи.

Сумарний час перебування півмуфти у безконтактному режимі становить  $t_s = t_1 + t_2$ .

Аналіз впливу жорсткості центральної пружини  $C$  на показники  $L$ ,  $t_s$  і  $H_{max}$  показав, що зростання її величини сприяє зменшенню відстані  $L$  (рис. 12).

З аналізу залежності впливу кутової швидкості обертання півмуфт  $\omega$  на показники  $L$ ,  $t_s$  і  $H_{max}$  (рис.13) можна констатувати, що в діапазоні від 20 до 100 рад/с вище вказані параметри практично лінійно зростають при збільшенні кутової швидкості.

Кут підйому  $\beta$  виступу в межах від  $20^\circ$  до  $70^\circ$  спричиняє лінійне збільшення величини  $L$  від 13 до 32 мм (рис. 14). Необхідно зазначити, що подальше збільшення  $\beta > 70^\circ$  є недоцільним оскільки виникає явище зворотного відбивання півмуфти, що спричинятиме підвищені ударні навантаження і значне осьове зміщення півмуфти, про що свідчить залежність  $H_{max} = f(\beta)$ .

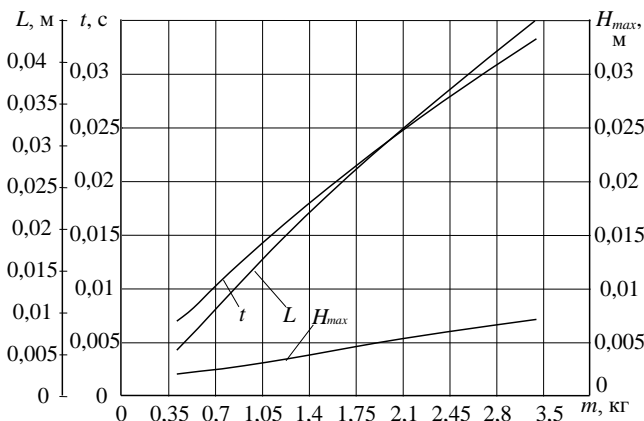


Рис. 11. Залежність впливу маси рухомої півмуфти на показники  $L$ ,  $t_s$  і  $H_{max}$

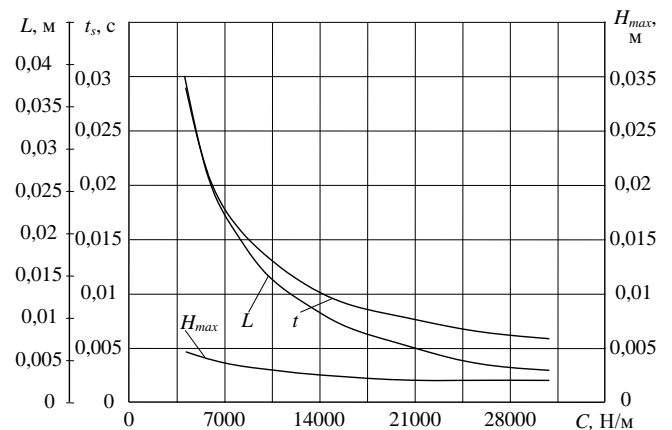


Рис. 12. Залежність впливу жорсткості пружини  $C$  на показники  $L$ ,  $t_s$  і  $H_{max}$

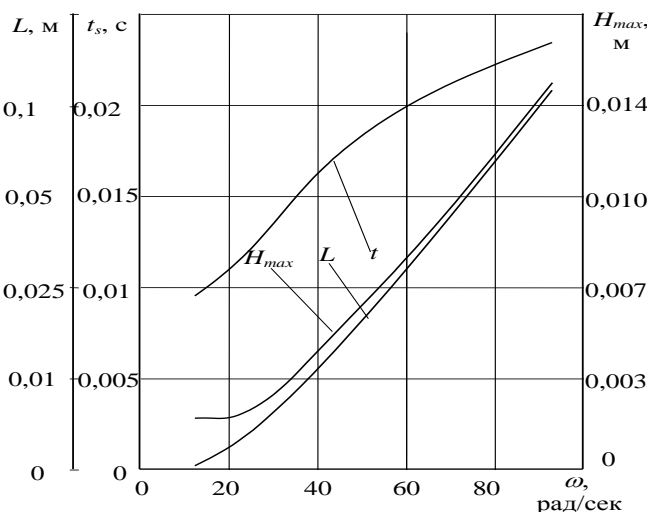


Рис. 13. Залежність впливу кутової швидкості  $\omega$  на показники  $L$ ,  $t_s$  і  $H_{max}$

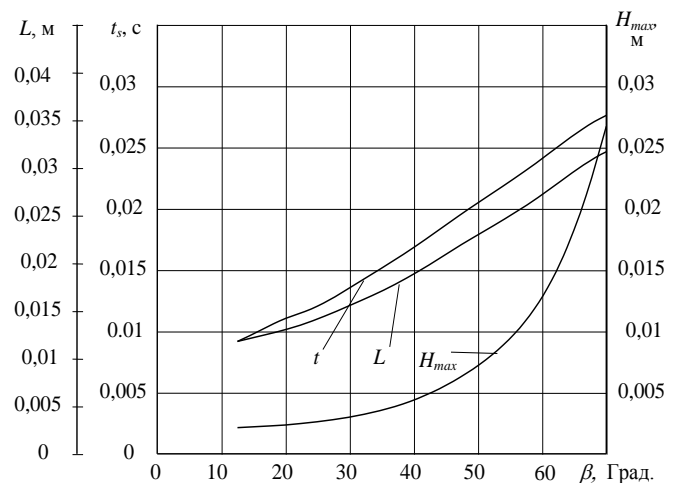


Рис. 14. Залежність впливу кута підйому виступу  $\beta$  на показники  $L$ ,  $t_s$  і  $H_{max}$

Складено та розв'язано системи диференціальних рівнянь для визначення динамічного моменту спрацювання запобіжних муфт. Для муфти з торцевими елементами зачеплення система рівнянь має вигляд

$$\left\{ \begin{array}{l} \dot{\varphi}_1 = a; \dot{a} = (T_D - C_{\delta d}(\varphi_1 - \varphi_2))/I_1; \\ \dot{\varphi}_2 = b; \dot{b} = -(T_M + C_{\delta d}(\varphi_2 - \varphi_1))/I_2; \\ \dot{\varphi}_3 = c; \dot{c} = (T_M - C_{\delta h}(\varphi_3 - \varphi_4))/I_3; \\ \dot{\varphi}_4 = d; \dot{d} = -(T_O - C_{\delta h}(\varphi_4 - \varphi_3))/I_4; \\ T_M = \frac{RC \left[ \delta_0 + \sqrt{r^2 - (\sqrt{h_n}(2r - h_n) - R\varphi)^2} - r + h_A \right]}{\operatorname{tg} \left[ \arcsin \left( \frac{\sqrt{r^2 - (\sqrt{h_n}(2r - h_n) - R\varphi)^2}}{r} \right) - \rho \right]}. \end{array} \right. \quad (11)$$

Початкові умови для розв'язку системи рівнянь:  $\dot{\varphi}_1 = \omega_0$ ;  $\dot{\varphi}_2 = \omega_0$ ;  $\dot{\varphi}_3 = \omega_0$ ;  $\dot{\varphi}_4 = \omega_0$ ;  $\varphi_1 = 0$ ;  $\varphi_2 = \varphi_1 - T_D/C_{\delta d}$ ;  $\varphi_3 = \varphi_2 - \varphi_M(T_M)$ ;  $\varphi_4 = \varphi_3 - T_M/C_{\delta h}$ .

В системі рівнянь прийняті позначення:  $I_1$ ;  $I_2$ ;  $I_3$ ;  $I_4$  – моменти інерції мас приводу, приведені відповідно до ведучої ланки, ведучої і веденої півмуфт і ланки, що сприймає момент опору.  $C_{\delta d}$  – приведена жорсткість елементів приводу між двигуном і ведучою півмуфтою;  $C_{\delta h}$  – приведена жорсткість елементів приводу між веденою півмуфтою і навантажувальним валом;  $T_D$ ;  $T_M$ ;  $T_O$  – відповідно момент двигуна, момент спрацювання запобіжної муфти і момент опору на навантажувальному валу;  $\varphi_1$ ;  $\varphi_2$ ;  $\varphi_3$ ;  $\varphi_4$  – відповідно кути закручування валу двигуна, ведучої, веденої півмуфт а також навантажувального валу.

На підставі аналізу динамічної моделі приводу із запобіжною муфтою встановлено, що основними чинниками, що впливають на її динамічний момент спрацювання є моменти інерції приведені до робочого органу та веденої півмуфти, характер зростання моменту опору в часі, а також жорсткість ведених ланок. Встановлено, що значення коефіцієнтів динамічності муфт знаходяться в межах 1,03...1,15 при зміні параметрів  $I_3$ ;  $I_4$ ;  $C_{\delta h}$  і  $T_O$  в таких межах  $I_3 = 0,5...3$  Нм·с<sup>2</sup>;  $I_4 = 20...200$  Нм·с<sup>2</sup>;  $C_{\delta h} = 7...25$  Нм/рад;  $T_O = 10000...80000$  Нм.

**У третьому розділі** представлена програма, методика та результати експериментальних досліджень.

На рис. 15 представлена кулькова запобіжна муфта з торцевим змиканням елементів зачеплення, що містить ведучу півмуфту 2, на торцевій поверхні якої розміщені кульки 3. Кульки входять в зачеплення з лунками 4 веденої півмуфти 5, встановленої на ступці 1. Ведена півмуфта підтиснута в бік ведучої півмуфти 2 центральною пружиною 7, яка взаємодіє з гайками 8. По діаметру розташування кульок і лунок з однієї сторони кожної лунки виконані похилі виступи 13, а з іншої – встановлені ступінчаті пальці 12. Ступінчаті пальці взаємодіють з натискним диском 6, який підтиснутий пружинами 10, що розташовані на різьбових осях 9. На ступінчатих пальцях зі сторони їх взаємодії з натискним диском 6 встановлені регулювальні обмежувальні гайки 11.

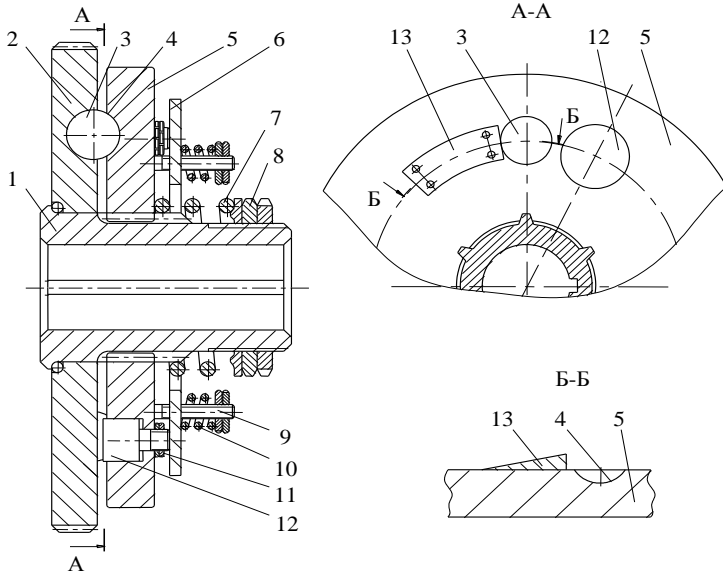


Рис. 15. Кулькова запобіжна муфта з торцевим замиканням елементів зачеплення

забезпечує гасіння осьових ударних навантажень. Траєкторія руху кульок виключає колові удари в процесі буксування муфти і відповідно різке коливання крутного моменту, зменшує інтенсивність зношування лунок і ударні навантаження на привод машини в цілому.

Відновлення початкового положення муфти досягається шляхом зменшення частоти її обертання, що викликає потрапляння кульок в лунки оскільки зменшується шлях відносного безконтактного провертання півмуфт до повторної взаємодії кульок з торцевою поверхнею веденої півмуфти.

Незважаючи на простоту конструкції недоліком даної муфти є жорсткий взаємозв'язок величини крутного моменту, частоти обертання та шляху безконтактного провертання півмуфт.

З метою усунення цього недоліку розроблена низькодинамічна кулькова запобіжна муфта (рис.16) з несучими радіальними елементами зачеплення, яка складається з ведучої 1 і веденої 2 півмуфт, проміжного диска 3, який підтиснутий центральною пружиною 13 до веденої півмуфти. Деформація пружина через підтримуючу шайбу 14 регулюється гайками 15. На торцевій поверхні проміжного диска 3 встановлені відповідні кульки 17, які з іншого боку розташовані в дугових пазах 18 веденої півмуфти. З однієї сторони з дуговими пазами сполучені похилі виступи 19, а проміжний диск з'єднаний з веденою півмуфтою за допомогою кулькового механізму. На веденій півмуфті закріплений циліндричний обод 8, з внутрішньої сторони якого виконані лунки 6, де розташовані несучі кульки 7. З іншого боку несучі кульки встановлені в радіальних пазах 5 проміжного диска. Несучі кульки також взаємодіють із проміжними кульками 10, розташованими в осьових пазах 9 проміжного диска. Проміжні кульки контактують із натискним диском 16, який розташований на пальцях 4 і підтиснутий пружинами 11. Пальці вільно встановлені в отворах натискного диска і закріплені в проміжному диску. Регулювання зусилля пружин 11 здійснюється гайками 12.

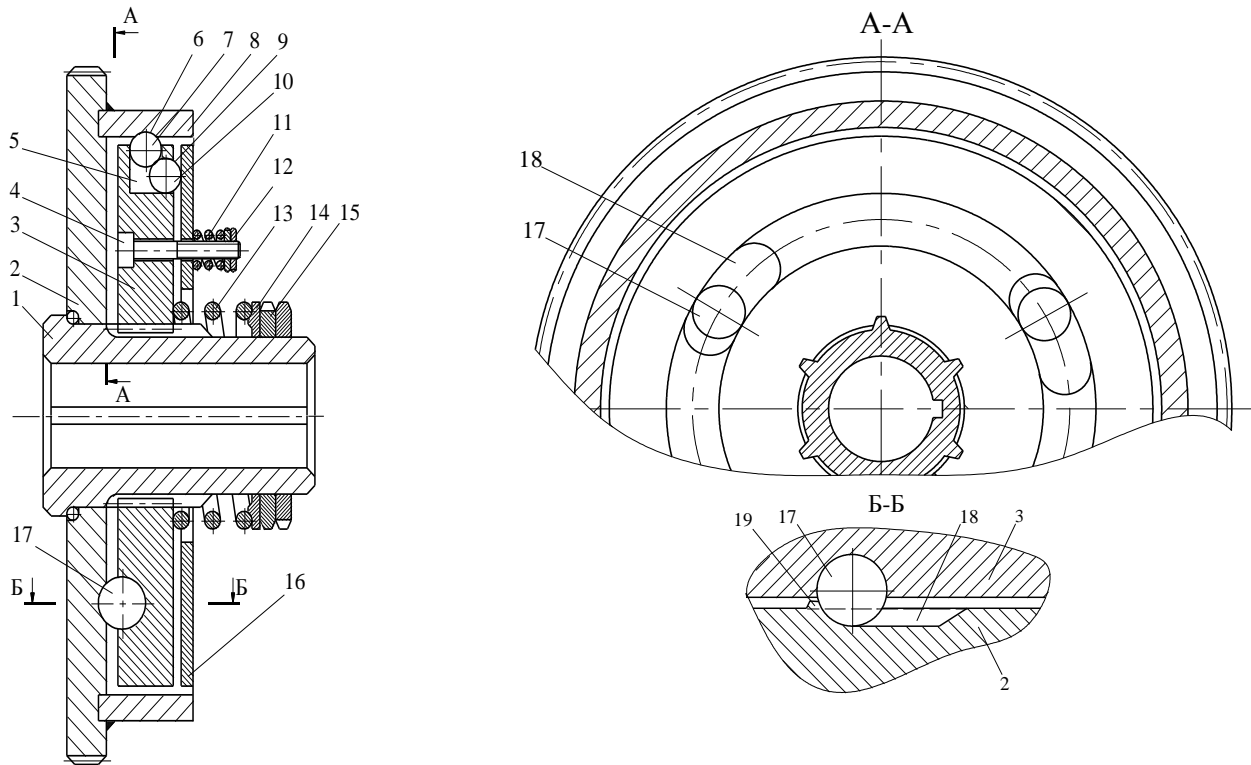


Рис. 16. Кулькова запобіжна муфта з несучими радіальними елементами зачеплення

Процес проходження несучих кульок поза лунками а також відновлення початкового положення муфти відбувається аналогічно до попередньо розглянутої муфти. Перевагою даної муфти над попередньо розглянутою є автономне виконання несучого і розвідного механізмів, що дозволяє використовувати її в більш широкому діапазоні кутових швидкостей і номінального крутного моменту.

Статичні експериментальні дослідження здійснювали на розривній машині Р-5, в якій одна півмуфта фіксувалась, а іншу навантажували у коловому напрямку.

При проведенні досліджень визначали максимальний крутний момент в десятикратній повторюваності при різних положеннях лунок.

Експериментальні муфти виготовлені з наступними конструктивними параметрами. Муфта з торцевими елементами зачеплення:  $C = 5120; 6560; 8380; 9800$  Н/м;  $\beta = 10^\circ$ ;  $R = 0,071$  м;  $r = 0,01$  м;  $\delta_0 = 0,01$  м;  $h_n = 0,004$ . Муфта з радіальними елементами зачеплення:  $C = 7530; 10900; 16400; 20100$  Н/м;  $\beta = 10^\circ$ ;  $R = 0,071$  м;  $r = 0,005$  м;  $\delta_0 = 0,01$  м;  $h_n = 0,002$  м.

За результатами досліджень встановлено, що для муфти з торцевими елементами зачеплення коефіцієнт точності спрацювання  $\gamma_T$ , який визначається з відношення максимального  $T_{M \max}$  і мінімального  $T_{M \min}$  моментів спрацювання муфти становить  $\gamma_T = 1,33$ . Математичне сподівання  $T_M = 51,6$  Нм, середнє квадратичне відхилення  $\sigma = 4,96$ , а коефіцієнт варіації становить  $v = 9,6\%$ .

Для муфти з радіальними елементами зачеплення дані показники становлять:  $\gamma_T = 1,27$ ;  $T_M = 67,4$  Нм;  $\sigma = 5,88$  Нм;  $v = 8,7\%$ .

Встановлено, що похибка між результатами теоретичних і експериментальних досліджень при визначенні статичних крутних моментів знаходиться в межах  $5,2 \dots 17,2\%$ .

Проведенні динамічні дослідження з визначення впливу жорсткості пружини  $C$ , кутової швидкості обертання привідного валу  $\omega$ , маси рухомої півмуфти  $m$  і кута нахилу похилих виступів  $\beta$  на відстань безконтактного провертання півмуфт  $L$ . При дискретній зміні одного параметру інші залишались постійними і їх абсолютні значення становили:  $C = 9800$  Н/м;  $\omega = 13,09$  рад/с;  $\beta = 10^\circ$ ;  $m = 3,04$  кг. На основі даних досліджень і теоретичних розрахунків побудовано порівняльні графічні залежності.

На підставі аналізу графічних залежностей впливу  $\omega$  на  $L$  (рис.17) встановлено, що при кутових швидкостях привідного валу меншій 12 рад/с, не відбувається осьового зміщення рухомої півмуфти від краю похилого виступу. Однак величина  $L$  при  $\omega = 12$  рад/с складає 13 мм, що при певних розмірах лунки може задовольнити умови ефективної роботи муфти. Необхідно відзначити, що для вищевказаних параметрів використання даної муфти для кутових швидкостей меншій 10 рад/с є недоцільним.

З аналізу функціональної залежності  $L = f(C)$  (рис.18), можна констатувати, що теоретична крива адекватно відображає реальні процеси спрацювання запобіжної муфти при змінних жорсткостях центральної пружини. Розходження між результатами теоретичних і експериментальних значень складає 2,5% - 10,3%.

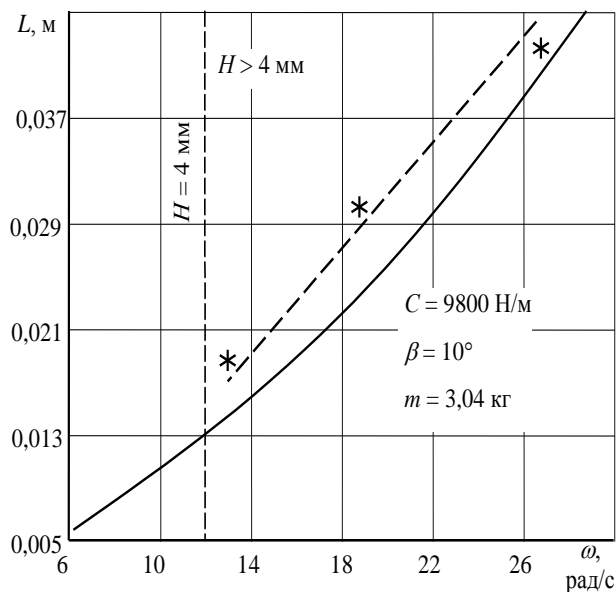


Рис. 17. Залежність впливу кутової швидкості  $\omega$  на довжину  $L$  для муфти з торцевими елементами зачеплення

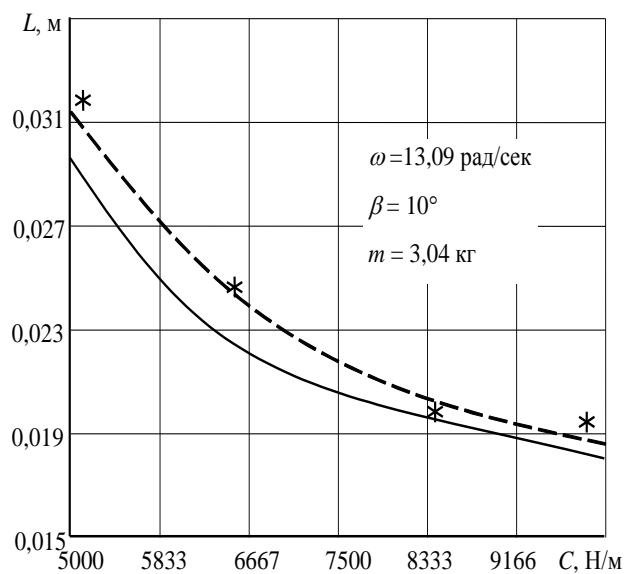


Рис. 18. Залежність впливу жорсткості пружини  $C$  на довжину  $L$  для муфти з торцевими елементами зачеплення

Тенденція зростання  $L$  при збільшенні маси рухомої півмуфти  $m$  (рис.19), як для теоретичних, так і для експериментальних результатів досліджень є подібною, а розбіжність результатів становить 11,4% – 14,8%.

Аналіз графічних залежностей впливу похилого виступу  $\beta$  на величину  $L$  (рис.20) показав, що зміна кута  $\beta$  у визначеному діапазоні найменш суттєво впливає на величину  $L$ . Так при збільшенні  $\beta$  від  $10^\circ$  до  $20^\circ$  величина  $L$  зростає менше ніж на 4 мм. Застосування більших величин  $\beta$  також є недоцільним, оскільки значно

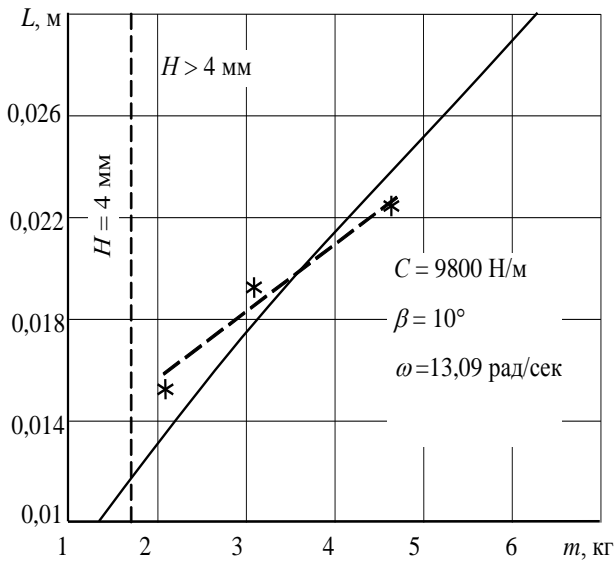


Рис. 19. Залежність впливу маси півмуфти  $m$  на довжину  $L$  для муфти з торцевими елементами зачеплення

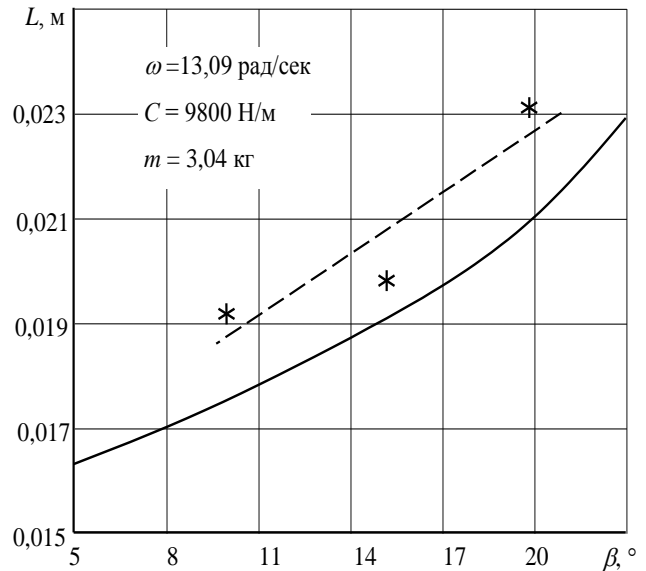


Рис. 20. Залежність впливу кута нахилу  $\beta$  на довжину  $L$  для муфти з торцевими елементами зачеплення

зростають динамічні ударні навантаження при взаємодії кульок з похилими виступами. При порівнянні теоретичних і експериментальних досліджень встановлено, що їх розбіжність становить 3,7% – 10,3%.

Тенденція впливу параметрів  $C$ ,  $\omega$ ,  $m$  і  $\beta$  на величину  $L$  для муфти з радіальними елементами зачеплення є аналогічною до попередньо розглянутої.

Порівняльний аналіз результатів теоретичних і експериментальних досліджень показав наступні розбіжності: для залежності  $L = f(C)$ : 11,6% – 19,1%;  $L = f(\omega)$ : 7% – 18,5%;  $L = f(m)$ : 7,5% – 17%;  $L = f(\beta)$ : 3,3% – 8,5%.

За результатами проведеного повнофакторного експерименту отримано рівняння лінійної регресії для визначення колової відстані безконтактного повертання півмуфт після виходу їх із зачеплення до повторної взаємодії

$$Y = -2,92 + 2,09\omega + 3,34m - 1,7C. \quad (12)$$

Факторне поле визначається таким діапазоном змінних параметрів:

$$13,09 \leq \omega \leq 26,18 \text{ рад/с}; 2,1 \leq m \leq 4,6 \text{ кг}; 5,12 \leq C \leq 9,8 \text{ Н/м}.$$

**У четвертому розділі** на основі проведеного комплексу теоретичних і експериментальних досліджень запропоновано інженерну методику проектування низькодинамічних запобіжних муфт.

Виведено спрощені аналітичні залежності для визначення крутного моменту відносно конструктивних параметрів муфт.

Крутний момент для кулькової запобіжної муфти визначається за формулою

$$T_m = RC\delta_0 \text{ctg}[\arcsin(1-k) - \rho], \quad (13)$$

де  $h_n = kr$ .

Спрощене рівняння для визначення максимального крутного моменту спрацювання муфти з радіальними елементами має вигляд

$$T_{m \max} = 4,256 RC\delta_0^2. \quad (14)$$



Дана залежність адекватно відображає величину максимального крутного моменту при застосуванні співвідношення  $r_n/r = 0,7$ .

Представлено взаємопов'язані табличні дані рекомендованих конструктивних, кінематичних і силових параметрів розроблених муфт для їх інженерного проектування.

За результатами виробничих випробувань встановлено, що для розроблених конструкцій низькодинамічних запобіжних муфт їх коефіцієнти стабільності становлять 0,938...0,945 на відміну від 0,716 в традиційних кулькових запобіжних муфтах при номінальному крутному моменті 150 Нм і загальному часі буксування півмуфт 500 с.

Визначено перспективні напрямки подальших досліджень з метою зниження динамічних навантажень в режимі буксування муфт та розширення їх функціональних можливостей.

Проведено розрахунок економічної ефективності від застосування розроблених низькодинамічних запобіжних муфт у стендовому обладнанні для випробування транспортно-сепаруючих пристроїв коренезбиральної машини КС-6Б, який складає 3287 грн.

## ВИСНОВКИ

1. Аналіз запобіжних муфт і процесів їх роботи показав, що існуючі конструкції не забезпечують суттєвого зниження динамічних навантажень на привід при їх буксуванні в порівнянні з початковим моментом спрацювання, або є конструктивно складними і ненадійними в роботі. У дисертації наведене теоретичне узагальнення та вирішення науково-прикладної задачі, яка полягає у тому, що крутний момент в режимі повторних вмикань півмуфт є на порядок меншим ніж крутний момент, при якому спрацьовує муфта, що забезпечує зниження динамічних навантажень на привод. Це досягається за рахунок розробки та обґрунтування раціональних параметрів кулькових низькодинамічних запобіжних муфт.

2. На основі проведеного силового розрахунку встановлено, що для торцевих елементів зачеплення глибину лунки  $h_n$  по відношенню до радіуса кульки  $r$  рекомендується вибирати за умови  $h_n \geq 0,6 r$ . Для пари радіальних елементів зачеплення встановлено, що зміна кута нахилу лінії, яка умовно проходить через центри кульок до вертикальної площини від  $20^\circ$  до  $70^\circ$  призводить до падіння крутного моменту у 9,7 разів при відношенні  $r_n/r = 0,6$ , де  $r_n$  – радіус лунки.

3. На підставі реалізації розробленої динамічної моделі з визначення характеру і параметрів руху півмуфт при їх виході із зачеплення з похилим виступом встановлено залежності впливу конструктивно-технологічних параметрів механізму розтискання півмуфт на колову відстань  $L$ , час  $t$  і осьове переміщення півмуфт  $H$  при їх безконтактному провертанні. З аналізу динамічної моделі приводу із запобіжною муфтою встановлено, що основними чинниками, що впливають на динамічний момент її спрацювання є моменти інерції приведені до робочого органу та веденої півмуфти, характер зростання моменту опору в часі, а також жорсткість ведених ланок.

4. За результатами комплексного аналізу силових і динамічних досліджень встановлено межі раціональних конструктивно-технологічних параметрів. Для кулькових механізмів зачеплення муфт: відношення глибини лунки до радіуса кульки ( $h_r/r = 0,6...0,8$ ); співвідношення між висотою виступу  $h_6$  і параметрами  $h_n$ ,  $r - (h_6 + h_n = (0,95...1)r$ ); кут нахилу похилого виступу  $\beta = 10...20^0$ . Домінуючими факторами впливу на характер безконтактного переміщення півмуфт є маса рухомої півмуфти  $m$ , кутова швидкість обертання муфти  $\omega$  і жорсткість пружини  $C$ . При  $C = 10000...11000$  Н/м збільшення  $m$  на 1 кг призводить до зростання  $L$  на 4...4,2 мм, а підвищення  $\omega$  на 1 рад/с забезпечує зростання  $L$  на 2,25...2,75 мм.

5. На основі розрахункових схем спроектовані і виготовлені експериментальні конструкції кулькових низькодинамічних запобіжних муфт. На базі фрезерного верстату Ф2-250 розроблений стенд для проведення досліджень і визначення експлуатаційних характеристик запобіжних муфт, а також запропонована методика проведення досліджень.

6. За результатами статичних досліджень визначено, що коефіцієнт точності спрацювання муфти з торцевими елементами зачеплення становить  $\gamma_m \approx 1,27$ . На основі статистичної обробки розсіювання крутного моменту встановлено, що середнє квадратичне відхилення становить  $\sigma = 5,88$  Нм, а коефіцієнт варіації  $v = 8,7\%$ . Похибка між результатами теоретичних і експериментальних досліджень  $\delta = 5,88...19,6\%$ . Для муфти з радіальними елементами зачеплення  $\gamma_m \approx 1,33$ ;  $\sigma = 4,96$  Нм;  $v = 9\%$ ;  $\delta = 5,2...17,2\%$ .

7. За результатами динамічних експериментальних досліджень встановлено, що для муфти з торцевими елементами зачеплення при зростанні  $C$  від 5000 до 10000 Н/м відстань  $L$  зменшується на 12 мм ( $\Delta L = -12$  мм); при зміні  $\omega$  від 13 до 27 рад/с:  $\Delta L = +19$  мм; при зростанні  $m$  від 2 до 4,5 кг:  $\Delta L = +6$  мм; при зміні  $\beta$  від 10 до 20<sup>0</sup>:  $\Delta L = +3,5$  мм. Для муфти з радіальними елементами зачеплення: при зміні  $C$  від 5600 до 19600 Н/м:  $\Delta L = -25$  мм; при зростанні  $\omega$  від 13 до 27 рад/с:  $\Delta L = +32$  мм; при зміні  $m$  від 2 до 5 кг -  $\Delta L = +11$  мм; при зміні  $\beta$  від 10 до 20<sup>0</sup> -  $\Delta L = +3$  мм. Виведене рівняння лінійної регресії для визначення величини  $L$  від домінуючих факторів:  $\omega$ ;  $m$ ;  $C$ .

8. На основі проведеного комплексу теоретичних і експериментальних досліджень запропоновано інженерну методику проектування низькодинамічних запобіжних муфт. Виведено спрощені аналітичні залежності для визначення крутного моменту відносно конструктивних параметрів муфт. Представлено взаємопов'язані табличні дані рекомендованих конструктивних, кінематичних і силових параметрів розроблених муфт. Встановлено, що коефіцієнти стабільності муфт становлять 0,938...0,945 при загальному часі буксування 500 с і номінальному крутному моменті 150...200 Нм. Визначено перспективні напрямки подальших досліджень з метою зниження динамічних навантажень в режимі буксування муфт та розширення їх функціональних можливостей. Проведено розрахунок економічної ефективності від застосування розроблених низькодинамічних запобіжних муфт, який складає 3287 грн.

**СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ**

1. Гевко І.Б., Буряк М.В. Дослідження характеристик приводів гвинтових конвеєрів // Вісник Тернопільського державного технічного університету – 2000. – Т5., №4. С.61-66. [Теоретично обґрунтовано конструктивні параметри муфт].
2. Гевко Р.Б., Буряк М.В. Підвищення надійності захисту сільськогосподарських машин від перевантажень // Збірник наукових праць Національного аграрного університету “Механізація сільськогосподарського виробництва”. Том VIII. – Київ: НАУ, 2000. – С.316 – 318. [Запропонована схема механізму розтискання півмуфт].
3. Буряк М.В. Шляхи зниження динамічних навантажень при роботі запобіжних муфт. // Сільськогосподарські машини. Збірник наукових статей, випуск 8 – Луцьк: Редакційно-видавничий відділ ЛДТУ, 2001. С.-24-28.
4. Гевко Р.Б., Буряк М.В. Кінематичний аналіз кулькового запобіжного пристрою з торцевим замиканням елементів зачеплення // Вісник Тернопільського державного технічного університету. – Том 6, №4, 2001.- С.35–43. [Визначено взаємозв’язок між конструктивними і силовими параметрами муфт].
5. Гладь Ю.Б., Буряк М.В. Особливості розрахунку низькодинамічної кульково-кулачкової запобіжної муфти // Вісник Тернопільського державного технічного університету. – Том 7, №2, 2002. – С.55–60. [Здійснено динамічний розрахунок механізму розтискання півмуфт].
6. Буряк М.В. Результати експериментальних досліджень низькодинамічних запобіжних муфт // Сільськогосподарські машини. Збірник наукових статей, випуск 10 – Луцьк: Редакційно-видавничий відділ ЛДТУ, 2002. 53–59 с.
7. Гевко Р.Б., Стухляк П.Д., Буряк М.В. Силовий розрахунок кулькової запобіжної муфти з радіальними елементами зачеплення // Вісник Тернопільського державного технічного університету. – Том 9, №1, 2004. – С.26–33. [Виведено аналітичні залежності взаємозв’язку між конструктивними і силовими параметрами].
8. Гевко Р.Б., Буряк М.В. Напрямки створення низькодинамічних запобіжних муфт // Четверта науково технічна конференція ТДТУ (17 – 19 травня 2000 року) “Прогресивні матеріали, технології та обладнання в машино– і приладобудуванні”. с.37. [Визначено тенденції зниження динамічних навантажень при роботі запобіжних муфт].
9. Пат. України 40989 А, 7 F16D7/06. Запобіжна кулькова муфта / Р.Б. Гевко, М.В. Буряк; Заявлено 22.12.2000; Опубл. 15.08.2001, Бюл.№7. [Розроблено механізм обходження лунок кульками в процесі буксування].
10. Пат. України 38106 А, 7 F16D7/06. Запобіжна муфта / М.В. Буряк; Заявлено 30.05.2000; Опубл. 15.05.2001, Бюл.№4.
11. Пат. України № 34816 А, 7 F16D7/00. Пружно-компенсуюча запобіжна муфта / М.В. Буряк, Р.Б. Гевко, А.М. Маланчин, А.П. Безпальок, О.Г. Бессонов; Заявлено 09.07.1999; Опубл. 15.03.2001, Бюл.№2. [Розроблено спосіб кріплення пружних елементів].

## АНОТАЦІЯ

Буряк М.В. Обґрунтування параметрів низькодинамічних кулькових запобіжних муфт. – Рукопис.

Дисертаційна робота на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.02.02 – машинознавство. – Хмельницький державний університет, м. Хмельницький, 2004.

У дисертаційній роботі представлені теоретичні та експериментальні дослідження розроблених конструкцій низькодинамічних кулькових запобіжних муфт які забезпечують суттєве зниження динамічних навантажень на привід в режимі їх буксування. Виведено аналітичні залежності для визначення взаємозв'язку між конструктивними кінематичними і силовими параметрами. Розроблена динамічна модель процесу спрацювання муфт для встановлення характеру безконтактного провертання півмуфт при їх відносному повертанні. Розроблено і виготовлено стендове обладнання та дослідні конструкції низькодинамічних кулькових запобіжних муфт. Проведені статичні та динамічні експериментальні дослідження за результатами яких підтверджено адекватність теоретичних залежностей реальним процесам спрацювання муфт. Запропоновано інженерна методика розрахунку параметрів запобіжних муфт, наведені табличні значення для вибору їх раціональних параметрів.

Ключові слова: низькодинамічні запобіжні муфти; кулькові зачеплення; безконтактне провертання; крутний момент; жорсткість; похилий виступ.

## АННОТАЦИЯ

Буряк Н.В. Обоснование параметров низкодинамических шариковых предохранительных муфт.- Рукопись.

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.02.02 – машиноведение.- Хмельницкий государственный университет, Хмельницкий, 2004.

Диссертация посвящена вопросам исследования и обоснования рациональных конструктивно-кинематических параметров шариковых предохранительных муфт, которые обеспечивают существенное снижение ударных динамических нагрузок на узлы приводов.

В диссертационной работе представлено теоретическое обобщение и решение научно-прикладной задачи, которая состоит в том, что крутящий момент при котором происходит повторное включение предохранительной муфты на порядок меньше, нежели крутящий момент, при котором срабатывает предохранительная муфта, что, обеспечивает снижение динамических нагрузок на приводы машин.

На основании проведенного силового анализа механизмов рассоединения полумуфт выведены аналитические зависимости для определения взаимосвязи между конструктивными, кинематическими и силовыми параметрами разработанных конструкций муфт.

Реализация созданных динамических моделей позволила определить влияние параметров муфт на характер бесконтактного движения полумуфт после их срабатывания, а также определить коэффициенты динамичности предохранительных муфт.

Преобладающими факторами которые наиболее ощутимо влияют на характер бесконтактного перемещения полумуфт являются: масса подвижной полумуфты, угловая скорость вращения муфты, а также жесткость центральной пружины.

Разработанные конструкции низкодинамических шариковых предохранительных муфт защищены патентами Украины на изобретения.

Для проведения экспериментальных исследований, которые заключались в определении функциональных и эксплуатационных характеристик предохранительных муфт, спроектирован и изготовлен специальный стенд. Разработаны методики проведения исследований.

На основании проведенного комплекса экспериментальных исследований определены границы рациональных конструктивных и кинематических параметров разработанных муфт относительно крутящего момента их срабатывания. Установлено, что для шариковых механизмов зацепления полумуфт отношения глубины лунки к радиусу шарика должно находиться в области  $0,6 \dots 0,8$ .

Сравнительный анализ результатов теоретических и экспериментальных исследований при определении крутящего момента и величины смещения полумуфт до повторного их контакта после срабатывания показало, что разность результатов исследований не превышает 20%.

Для проектирования разработанных конструкций муфт предложена инженерная методика. Представлены упрощенные аналитические зависимости для определения крутящего момента относительно конструктивных параметров муфт, а также взаимосвязанные табличные данные рекомендованных конструктивных, кинематических и силовых параметров разработанных муфт.

На основании ресурсных исследований установлено, что коэффициенты стабильности муфт составляют  $0,938 \dots 0,945$ .

Ключевые слова: низкодинамические предохранительные муфты; шариковые зацепления; бесконтактное проварачивание; крутящий момент; жесткость; наклонный выступ.

**SUMMARY**

M. Buryak Substantiation of low-dynamic ball safety clutches parameters. – Manuscript.

The thesis submitted for the scientific degree of the candidate of engineering sciences in speciality 05.02.02 – machinery sciences. – Khmel'nitsky State University, Khmel'nitsky, 2004.

Theoretical and experimental investigations of developed structures of low-dynamic ball safety clutches which provide essential decreases of dynamic load on the drive in their slipping are presented in the thesis. Analytical dependences for determining structural, kinematic and power parameters correlation are calculated. Dynamic model of clutches action for determining the character of semicluthes contactless propping – off in their relative rotation is developed. Desk equipment and test structures of low-dynamic safety clutches are developed. Static and dynamic experiment investigations are conducted. According to their results the theoretical dependences and actual processes of clutches action correspondence are determined. Engineering technique of safety clutches parameters calculation is suggested.

**Key words:** low-dynamic safety clutches, globe joints, contactless rotation, torque moment, stiffness, inclined projection.