

В. О. МАЛАЩЕНКО, В. О. ПРОЦЕНКО, О. В. УСТИНЕНКО, Б. В. СОЛОГУБ

КОНСТРУКТИВНІ ОСОБЛИВОСТІ КУЛЬКОВИХ ОБГІННО-ЗАПОБІЖНИХ МУФТ

Робота містить опис будови та роботи нових конструкцій обгінно-запобіжних муфт осьової та радіальної дії. Ці муфти реалізують роботу обгінної частини за рахунок зачеплення, а запобіжної частини за рахунок сил тертя та клинового ефекту конусних поверхонь, що дає можливість реалізувати безударне спрацьовування в режимі перевантаження і характеризує доцільність їх застосування у великомасових системах та механізмах від яких вимагається висока точність. Показано, що зменшення кута конуса разом зі зменшенням ширини робочих конусів запобіжної частини підвищує рівномірність розподілу навантаження між ними. Для муфти радіального принципу дії виведено основні залежності, що описують силову взаємодію елементів обгінної частини та досліджено взаємний вплив конструктивних параметрів на її роботу. Показано доцільність збільшення кутів нахилу осей пазів півмуфт до радіуса з точки зору зменшення навантаженості елементів муфти та підвищення її навантажувальної здатності. Показано, що кути нахилу бічних сторін пазів до площини, паралельної осі муфти доцільно приймати невеликими з метою спрощення фрезерування пазів. Отримані результати формують умови для теоретичних та експериментальних досліджень нових муфт, зокрема взаємного впливу конструктивних та експлуатаційних параметрів.

Ключові слова: обгінні муфти; запобіжні муфти; фрикційні муфти; точність спрацьовування; навантажувальна здатність; силова взаємодія

V. MALASCHCHENKO, V. PROTSSENKO, O. USTYNENKO, B. SOLOHUB

DESIGN FEATURES OF THE BALL FREWHEEL-PROTECTION CLUTCHES

Article presents the design and operating principles of new type safety-overrunning clutches with axial and radial operating principle. These clutches implement the overrunning function through mechanical engagement, while the safety function is achieved by means of friction forces and the wedging effect of conical surfaces. This enables smooth, shock-free operation under overload conditions, which demonstrates their suitability for use in heavy-duty systems and mechanisms requiring high precision. It is shown that reducing the cone angle, together with decreasing the width of the working conical surfaces of the safety part, improves the uniformity of load distribution between them. For the clutch with a radial operating principle, the main relationships describing the force interaction between the elements of the overrunning part are derived, and the mutual influence of design parameters on its performance is investigated. The expediency of increasing the inclination angles of the groove axes of the half-couplings relative to the radius is demonstrated from the standpoint of reducing the load on the clutch elements and increasing its load-carrying capacity. It is also shown that the inclination angles of the groove side surfaces relative to a plane parallel to the clutch axis should be kept small in order to simplify groove milling. The obtained results provide a basis for further theoretical and experimental studies of new clutch designs, particularly regarding the interaction between design and operational parameters.

Keywords: overrunning clutches; safety clutches; friction clutches; actuation accuracy; load-carrying capacity; force interaction

Вступ. Відомо, що кулькові обгінні муфти передають обертальний момент тільки одного напрямку, вони неспроможні до проковзування під час значних перевантажень. Тому для усунення цього недоліку авторами розроблено та запатентовано декілька кулькових обгінно-запобіжних муфт. Функціонування таких муфт від інших подібних пристроїв відрізняється тим, що вони мають властивості автоматично від'єднувати виконавчу частину привода під час недопустимих перевантажень без ударів, що зберігає механічний привід від виходу з ладу за таких умов.

Аналіз сучасних досліджень. Сучасні роботи, що присвячені дослідженню муфт вільного ходу, охоплюють широкий спектр досліджень – від математичного моделювання і трибологічного аналізу до розробки нових конструкцій та оцінки їх надійності.

Зокрема, у статті [1] проведено моделювання та експериментальне дослідження динамічних характеристик обгінної муфти. Отримано результати, які показали суттєвий вплив жорсткості її елементів, швидкості обертання та зазорів на процеси роботи муфти. Експериментально підтверджено адекватність розробленої моделі: розбіжність між розрахованими та експериментальними даними є незнач-

ною. Встановлено характер коливних процесів під час переходних режимів, що дозволяє прогнозувати ударні навантаження та оптимізувати конструкцію.

Робота [2] присвячена аналізу тертя і зношування у пружинній обгінній муфті. У результаті досліджень визначено залежність коефіцієнта тертя від навантаження, швидкості ковзання та матеріалів контактних поверхонь. Встановлено, що основними причинами зносу є локальні перегріви та мікроскопічні деформації поверхонь. Отримано рекомендації щодо вибору матеріалів і режимів роботи, які дозволяють зменшити інтенсивність зношування та підвищити довговічність.

У статті [3] запропоновано узагальнений підхід до проектування двонаправлених роликів муфт із властивістю блокування. Результати моделювання показали, що оптимізація кута контакту та геометрії роликів дозволяє забезпечити стабільне заклинювання в обох напрямках без втрати ефективності роботи. Розроблена модель дає можливість точно прогнозувати граничні умови самогальмування та визначати області стабільної роботи муфти. Це суттєво спрощує процес інженерного проектування.

© В. О. Малащенко, В. О. Проценко,
О. В. Устиненко, Б. В. Сологуб, 2026

У роботі [4] представлено конструкцію нової обгінної муфти, здатної передавати зворотне зусилля на високих швидкостях. Отримані результати показали, що запропонована муфта забезпечує стабільну передачу моменту навіть у режимах, де традиційні муфти втрачають працездатність. Встановлено залежність ефективності передачі зворотного зусилля від швидкісного режиму та геометричних параметрів. Це відкриває можливість застосування таких муфт у високошвидкісних приводах.

Стаття [5] присвячена розробці та експериментальному дослідженню нового типу обгінної муфти. У результаті стендових випробувань встановлено покращення таких характеристик, як плавність включення, зниження ударних навантажень і підвищення ККД. Отримані дані підтвердили, що нова конструкція має кращу стабільність роботи та менший рівень зносу порівняно з традиційними аналогами. Також тут визначено оптимальні режими експлуатації описаної муфти.

У дослідженні [6] проаналізовано надійність роликів обгінної муфти з постійним кутом заклинювання. Отримано аналітичні залежності, що описують вплив кута заклинювання, навантаження та коефіцієнта тертя на працездатність муфти. Встановлено, що стабільність заклинювання значно підвищується при оптимальному значенні кута, а також при контролі умов тертя. Запропоновано підходи до підвищення ресурсу, які дозволяють зменшити ризик відмови.

У роботі [7] виконано огляд сучасного стану досліджень обгінних муфт і визначено тенденції їх розвитку. Узагальнено результати попередніх досліджень і встановлено, що основними напрямками є підвищення надійності, зменшення зносу, оптимізація геометрії контактних елементів і розширення функціональних можливостей. Також підкреслено зростаючу роль чисельного моделювання та експериментальної валідації.

Загалом результати розглянутих робіт свідчать про значний прогрес у дослідженні обгінних муфт, проте стосуються пристроїв, які передають енергію за рахунок тертя, що і визначає їх недоліки, основним з яких є невисока навантажувальна здатність, яку обмежує коефіцієнт тертя та міцність поверхневого шару взаємодіючих елементів муфти.

Ідея розроблення обгінних кулькових муфт, що працюють за новим принципом дії – за рахунок зачеплення, – виникла на кафедрі деталей машин Національного університету «Львівська політехніка». Робота розроблених тут нових конструкцій муфт базується на зачепленні однієї чи більше кульок з пазами різних конфігурацій та кутів нахилу. Принцип функціонування цих пристроїв наведено у [8]. Головним недоліком розроблених муфт є те, що вони не можуть автоматично роз'єднати кінематичний ланцюг під час перевантажень. Така суттєва обставина визначає необхідність розробки та застосування комбінованих кулькових обгінно-запобіжних муфт.

З огляду на це, авторами розроблено та досліджено кулькові обгінно-запобіжні муфти, де обгінна та запобіжна частина є взаємно

інтегрованими, що дозволяє скоротити габарити. В роботах авторів, зокрема в [9], обґрунтовано конструктивні та силові параметри таких муфт, а також їх експлуатаційні характеристики, зокрема коефіцієнти точності, чутливості, а також перевищення номінального моменту. Проте у згаданій конструкції збережено недолік, що пов'язаний зі створенням динамічного моменту під час спрацьовування в режимі перевантаження, що створює передумови для завищення запасів міцності при розрахункові систем із такими муфтами та знижує точність обмеження перевантажень приводів. Таким чином, необхідність розробки муфт нового класу продиктована тим, що всі розроблені кулькові обгінні муфти передають навантаження зачепленням і при недопустимих перевантаженнях чи заклинюванні спрацьовують з ударами, що може призвести до розвитку у приводі небажаних коливань.

Мета та задачі дослідження. З огляду на викладене, актуальним є розроблення та дослідження обгінно-запобіжних муфт, що працюють у запобіжному режимі безударно, що і становить мету даної роботи.

Її задачі:

- розроблення конструкцій та опис принципів роботи нових кулькових обгінно-запобіжних муфт, що безударно працюють у запобіжному режимі;
- розроблення конструктивних заходів забезпечення високої точності спрацьовування муфт;
- обґрунтування та оцінка взаємного впливу конструктивних та силових параметрів обгінної та запобіжної частин нових муфт.

Виклад основного матеріалу. Нові конструкції розроблених авторами обгінно-запобіжних муфт захищено патентами [10, 11].

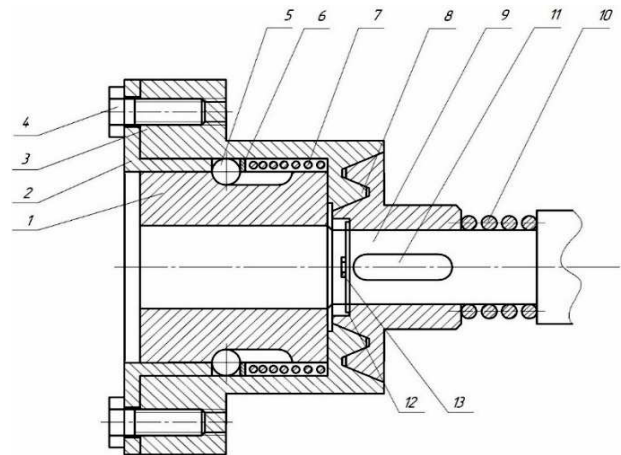


Рисунок 1 – Загальний вигляд кулькової обгінно-запобіжної муфти із конічними фрикційними поверхнями запобіжної частини в робочому стані

Муфта осьової дії [10] складається із двох частин (рис. 1, 2), з яких одна виконує функції кулькової обгінної муфти, а друга є запобіжною, що автоматично роз'єднує кінематичний ланцюг під час можливих перевантажень чи аварійної зупинки робочого органу при обертанні двигуна. З метою збільшення навантажувальної здатності кулькової обгінної частини муфти її запобіжна частина виконана

у вигляді концентричних конічних поверхонь. Це суттєво збільшує площу фрикційного контакту запобіжної частини муфти і дозволяє суттєве збільшення величини обертового моменту без зростання її зовнішніх габаритів.

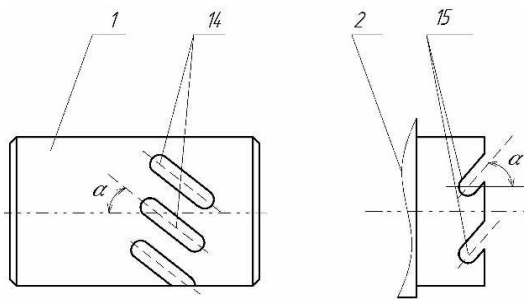


Рисунок 2 – Форма та напрямки пазів півмуфт обгінної частини муфти

Ця муфта (рис. 1) має ведучу півмуфту 1 і ведену півмуфту, що складається із елементів – 2, 3 і 4, (3 – корпус, 4 – гвинти із шайбами). Півмуфти 1 і 2 мають пази – 14 і 15 різної довжини протилежного напрямку (рис. 2).

В пазах півмуфт розміщено кульки 5, які контактують із натискним кільцем 6, що притискаються до нього пружиною 7. Ця частина муфти виконує функцію із передавання обертового моменту тільки в одному напрямку. Конічні поверхні корпусу 3 контактують із конічними поверхнями веденої півмуфти 8, в отвір якої встановлено кінець веденого вала робочої частини приводу. Надійний контакт фрикційних конічних пар запобіжної частини муфти забезпечується силою пружини 10, що встановлюється на кінці веденого вала 9 зі двома шпонками 11.

Обгінна частина муфти функціонує чином, описаним у перерахованих вище роботах, тому тут його не наводимо. У випадку небажаного перевантаження у приводі після муфти проковзуванням спрацьовує її запобіжна частина. Таким чином автоматично виконується функція запобігання кінематичного ланцюга від перевантаження та підвищується надійність роботи механічного приводу з такою муфтою.

Недоліком описаної муфти є недостатньо висока точність обмеження навантаження, що диктується можливою різницею коефіцієнтів тертя на фрикційних поверхнях. Коефіцієнт точності (1) конусних муфт може сягати $\gamma_a = 2 \dots 3$. З огляду на це, підвищувати точність спрацьовування муфт із конусними поверхнями доцільно за рахунок використання відтискових пристроїв [12]:

$$\gamma_a = \frac{T_{\max}}{T_{\min}}, \quad (1)$$

де T_{\max} і T_{\min} – відповідно, максимальний та мінімальний моменти спрацьовування запобіжної частини муфти обумовлені максимальним та мінімальним коефіцієнтами тертя f_m та f_n .

З метою підвищення точності спрацьовування розроблена конструкція муфти радіальної дії [11] (рис. 3). Тут при пускові ведучої півмуфти 1 за годинниковою стрілкою (при погляді на торець диска 3), кульки 8, переміщуються відцентровою силою по закритих

пазах 4, торцю фрикційного диска 11 та кільцевому пазу 6 і заштовхуються у пази 7 веденої півмуфти 2 (рухаючись від центру до периферії до їх дна). Після досягнення кульками 8 дна пазів 4 та 7, вони, переставши рухатись, тиснуть на бічні поверхні пазів 7 веденої півмуфти 2 та примушують її обертатися в тому самому напрямку, що й півмуфта 1. Момент всередині ведучої півмуфти 1 передаватиметься через шліци 9 на фрикційний диск 11, а через конусні канавки 12 та виступи 13 за рахунок тертя від тиску пружини 10 на напрямний диск 3 та далі на кульки 8.

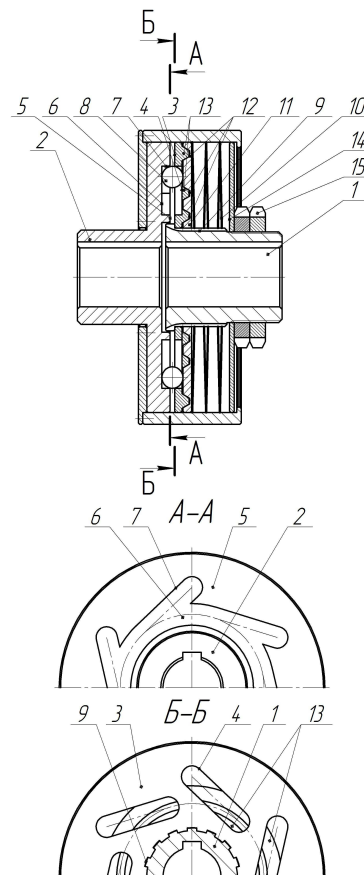


Рисунок 3 – Загальний вигляд кулькової обгінно-запобіжної муфти із конічними фрикційними поверхнями підвищеної точності спрацьовування

При зупинці ведучої півмуфти 1, півмуфта 2 та сполучені з нею маси обертатимуться за інерцією, при цьому кульки 8 за рахунок протилежного напрямку пазів 7 та 4, переміщуються у пазах 4 (від периферії до центру), виштовхуватимуться з пазів 7 у кільцевий паз 6, розмикаючи кінематичний ланцюг і реалізуючи обгінну функцію муфти. Аналогічно муфта працюватиме при зміні напрямку обертання півмуфти 1, чи перевищення швидкості веденої півмуфти 2 над швидкістю ведучої півмуфти 1.

При роботі муфти у зачепленому стані, у випадку зростання моменту опору на веденій півмуфті 2, збільшуватиметься осьове навантаження від кульок 8 на фрикційний диск 11, що призводитиме до стиснення пружини 10 та подальшого переміщення кульок 8 по пазах 4 в осьовому напрямку (по рис. 3 зліва-направо). Кульки 8 при цьому тиснутимуть на фрикційний диск 11, забезпечуючи у підсумку роз-

чеплення конусних канавок 12 та виступів 13, в результаті чого півмуфта 1 разом із диском 11 буде пробуксовувати відносно диска 3, зчепленого через кульки 8 з півмуфтою 2. При цьому розмикатиметься кінематичний ланцюг, де встановлена муфта, унеможливаючи перевантаження деталей, а муфта реалізуватиме свою запобіжну функцію. Регулювання моменту спрацьовування муфти здійснюється зміною осевого зусилля натиску пружини 10 шляхом постановки під неї прокладок потрібного розміру чи іншим конструктивним чином, наприклад закручуванням гайок 15.

Таким чином, спрацьовування муфти відбуватиметься не через проковзування конусних виступів, а через відтискання їх одне від одного кульками через збільшення навантаження на них, що підвищуватиме точність обмеження навантажень.

Розглянемо роботу запобіжної частини муфти, що містить i елементарних конусів із більшим діаметром D_i , меншим діаметром d_i , середнім діаметром d_{avi} , висотою конусів вздовж осі h_i , їх кутом θ_i та площею поверхні A_i (рис. 4, а). Для таких позначень можна записати:

$$d_i = D_i - 2h_i \operatorname{tg} \theta_i, \quad (2)$$

$$d_{avi} = D_i - h_i \operatorname{tg} \theta_i, \quad (3)$$

$$A_i = \pi h_i \frac{D_i - h_i \operatorname{tg} \theta_i}{\cos \theta_i}. \quad (4)$$

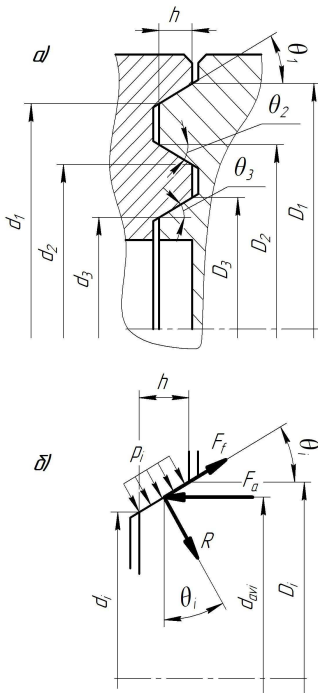


Рисунок 4 – Схема до геометричного (а) та силового (б) розрахунку конусних поверхень тертя муфти

Силкові параметри наступні (рис. 4, б):

$$R_i = \frac{F_{fi}}{f} = \frac{2T_i}{f d_{avi}} = \frac{2T_i}{f (D_i - h_i \operatorname{tg} \alpha_i)}, \quad (5)$$

$$R_i = \frac{F_{ai}}{f \cos \alpha_i + \sin \alpha_i}, \quad (6)$$

$$p_i = \frac{R_i}{A_i} = \frac{2T_i \cos \alpha_i}{\pi f h_i (D_i - h_i \operatorname{tg} \alpha_i)^2}, \quad (7)$$

де F_{fi} та T_i – відповідно, колова сила та момент, що передаються i -м елементарним конусом;

R_i та p_i – відповідно, нормальна сила та тиск, що сприймаються i -м елементарним конусом.

Запишемо вирази для коефіцієнтів пропорційності конструктивних та силових параметрів:

$$k_h = \frac{h}{D_1}; \quad (8)$$

$$k_{D2} = \frac{D_2}{D_1}; \quad (9)$$

$$k_{D3} = \frac{D_3}{D_1}; \quad (10)$$

$$k_{Ti} = \frac{T_i}{T}. \quad (11)$$

Відтак

$$d_{avi} = k_{Di} D_1 \left(1 - \frac{k_h}{k_{Di}} \operatorname{tg} \theta_i\right). \quad (12)$$

Тоді можемо записати вирази для тисків на елементарних конусах:

$$p_1 = \frac{2T_1 \cos \theta_1}{\pi f k_h D_1^3 (1 - k_h \operatorname{tg} \theta_1)^2}; \quad (13)$$

$$p_2 = \frac{2T_2 \cos \theta_2}{\pi f k_h k_{D2}^2 D_1^3 \left(1 - \frac{k_h}{k_{D2}} \operatorname{tg} \theta_2\right)^2}; \quad (14)$$

$$p_3 = \frac{2T_3 \cos \theta_3}{\pi f k_h k_{D3}^2 D_1^3 \left(1 - \frac{k_h}{k_{D3}} \operatorname{tg} \theta_3\right)^2}. \quad (15)$$

Критерій pV для елементарних конусів:

$$p_1 V_1 = \frac{T_1 \omega \cos \alpha_1}{\pi f k_h D_1^2 (1 - k_h \operatorname{tg} \theta_1)}; \quad (16)$$

$$p_2 V_2 = \frac{T_2 \omega \cos \alpha_2}{\pi f k_h k_{D2} D_1^2 \left(1 - \frac{k_h}{k_{D2}} \operatorname{tg} \theta_2\right)}; \quad (17)$$

$$p_3 V_3 = \frac{T_3 \omega \cos \alpha_3}{\pi f k_h k_{D3} D_1^2 \left(1 - \frac{k_h}{k_{D3}} \operatorname{tg} \theta_3\right)}. \quad (18)$$

Моделювання виконували для муфти, розрахованої на передачу моменту $T = 80$ Н·м, при $\omega = 50$ рад/с, для якої: $k_{T1} = 0,50$, $k_{T2} = 0,35$, $k_{T3} = 0,15$, $D_1 = 180$ мм, $k_{D2} = 0,75$, $k_{D3} = 0,50$, $f = 0,1$, $k_h = 0,10 \dots 0,35$, $\theta_1 = \theta_2 = \theta_3 = 10 \dots 30^\circ$.

Функція, що характеризуватиме нерівномірність навантаження різних конусів запишеться як:

$$P = (p_1 - p_2)^2 + (p_1 - p_3)^2 + (p_2 - p_3)^2. \quad (19)$$

Мінімум функції (19) забезпечується при $\theta = 10^\circ$, $k_h = 0,25$. Результати, представлені на рис. 5

та рис. 6, підтверджують цей висновок.

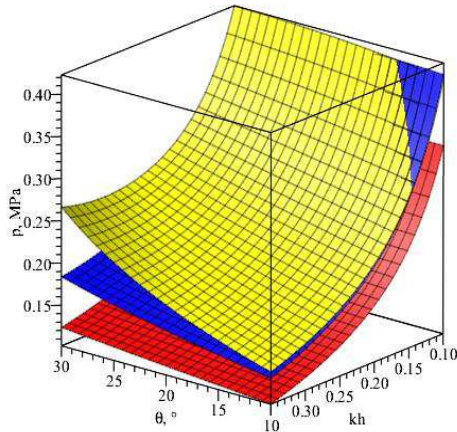


Рисунок 5 – Графік залежності контактних тисків конусів муфти (червоний (нижній) – D_1 , синій (середній) – D_2 , жовтий (верхній) – D_3) від конструктивних параметрів: кута конусів θ та коефіцієнта ширини конуса k_h

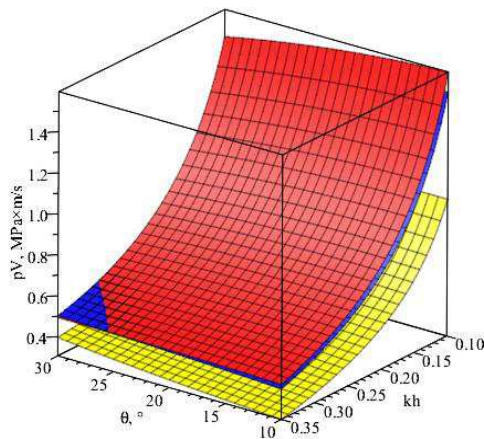


Рисунок 6 – Графік залежності параметра pV конусів муфти (червоний (нижній) – D_1 , синій (середній) – D_2 , жовтий (верхній) – D_3) від конструктивних параметрів: кута конусів θ та коефіцієнта ширини конуса k_h

В роботі [20] доведено, що пази півмуфт під кульки доцільно виконувати нахиленими під кутом β_i до площини, паралельної осі муфти, що виключає перевантаження кульок і їх кромковий контакт з пазами.

При роботі муфти за рис. 3 з такими пазами в усталеному режимі і передачі номінального моменту T (рис. 7), кожна кулька 8 знаходиться в контакті з поверхнями пазів пів муфт 1 та 2 та диска 11 у точках K , E та M (рис. 2). В цих точках поверхні спряжених деталей діють на кульку силами N_1 , N_2 та F_{sp}' .

Величина цих сил обумовлена навантаженням муфти та швидкісним режимом її роботи. Так момент T є джерелом виникнення колових сил F_{ti} та їх складових F_{Nti} , N_{ti} , F_{Xti} :

$$F_{t1} = F_{t2} = \frac{2T}{zD}; \quad (20)$$

$$F_{Nti} = \frac{F_{ti}}{\sin \alpha_i}; \quad (21)$$

$$N_{ti} = \frac{F_{Nti}}{\cos \beta_i} = \frac{F_{ti}}{\sin \alpha_i \cos \beta_i}; \quad (22)$$

$$F_{Xti} = F_{Nti} \operatorname{tg} \beta_i = F_{ti} \frac{\operatorname{tg} \beta_i}{\sin \alpha_i}, \quad (23)$$

де z – кількість кульок у муфті;

D – діаметр розташування центрів кульок у муфті в усталеному режимі роботи;

α_i – кут нахилу осі паза до радіуса відповідної півмуфти;

β_i – кут нахилу бічних сторін паза відповідної півмуфти до площини, паралельної осі муфти.

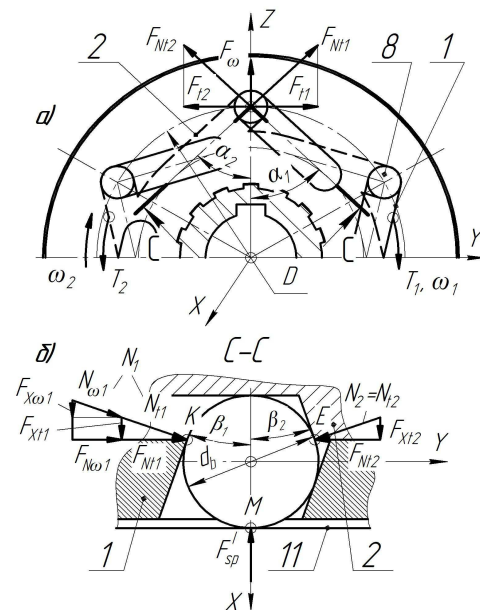


Рисунок 7 – Схема силової взаємодії кульки та півмуфт у муфті за рис. 3

Відцентрові сили F_{ω} , що діють на кульки, за рахунок нахилу бічних поверхонь пазів створюють наступні складові:

$$F_{N_{\omega 1}} = \frac{F_{\omega}}{\cos \alpha_1} = \frac{0,5m_b \omega^2 D}{\cos \alpha_1}; \quad (24)$$

$$N_{\omega 1} = \frac{F_{N_{\omega 1}}}{\cos \beta_1} = \frac{F_{\omega}}{\cos \alpha_1 \cos \beta_1} = \frac{0,5m_b \omega^2 D}{\cos \alpha_1 \cos \beta_1}; \quad (25)$$

$$F_{X_{\omega 1}} = F_{N_{\omega 1}} \operatorname{tg} \beta_1 = F_{\omega} \frac{\operatorname{tg} \beta_1}{\cos \alpha_1}, \quad (26)$$

де $F_{\omega} = 0,5m_b \omega^2 D$ – відцентрова сила, що діє на кульку;

m_b – маса кульки;

ω – кутова швидкість обертання муфти.

Тоді нормальні сили N_1 та N_2 , що навантажують кульки та пази півмуфт, становитимуть:

$$N_1 = N_{t1} + N_{\omega 1} = \frac{F_{t1}}{\sin \alpha_1 \cos \beta_1} + \frac{F_{\omega}}{\cos \alpha_1 \cos \beta_1}; \quad (27)$$

$$(28)$$

$$N_2 = N_{t2} = \frac{F_t}{\sin \alpha_2 \cos \beta_2}.$$

За силою N_1 належить виконувати оцінку контактної міцності поверхонь деталей муфти в околі точки K (рис. 7) за відомим виразом (28).

$$\sigma_H = Z_M \sqrt[3]{\frac{N_1}{d_b^2}}, \quad (29)$$

де $Z_M = 1755 \text{ МПа}^{2/3}$ – коефіцієнт, що враховує механічні властивості матеріалів деталей (для сталевих деталей);

d_b – діаметр кульки.

Рівновага кожної кульки вздовж осі X описується рівнянням:

$$\begin{aligned} F'_{sp} &= F_{Xr1} + F_{Xr2} + F_{Xo1} = \\ &= F_t \left(\frac{\text{tg} \beta_1}{\sin \alpha_1} + \frac{\text{tg} \beta_2}{\sin \alpha_2} \right) + F_\omega \frac{\text{tg} \beta_1}{\cos \alpha_1}; \end{aligned} \quad (30)$$

Звідки отримаємо вираз (31), призначений для проектувального розрахунку пружини, та вираз (32) для обчислення номінального моменту муфти при заданій осьовій силі тиску пружини F_{sp}

$$F_{sp} = z F'_{sp} = \frac{2T}{D} \left[\frac{\text{tg} \beta_1}{\sin \alpha_1} \left(1 + \frac{z D F_\omega}{2T} \right) + \frac{\text{tg} \beta_2}{\sin \alpha_2} \right]; \quad (31)$$

$$T = 0,5 D \frac{F_{sp} - z F_\omega \frac{\text{tg} \beta_1}{\cos \alpha_1}}{\frac{\text{tg} \beta_1}{\sin \alpha_1} + \frac{\text{tg} \beta_2}{\sin \alpha_2}}; \quad (32)$$

З метою аналізу отриманих результатів виконували розрахунки для муфт з наступними конструктивними параметрами: діаметр розташування центрів кульок $D = 150$ мм, діаметр кульок $d_b = 9,525$ мм (від стандартного підшипника 303), кількість кульок $z = 12$, кути нахилу пазів $\alpha_1 = \alpha_2 = 15 \dots 60^\circ$, їх бічних сторін $\beta_1 = \beta_2 = 5 \dots 25^\circ$, кутова швидкість обертання муфти $\omega = 20 \dots 200$ рад/с, початкове зусилля тиску пружини $F_{sp} = 450$ Н.

Графік, показаний на рис. 8, демонструє вплив кутів на величину контактних напружень при моменті $T = 80$ Н·м та кутовій швидкості $\omega = 50$ рад/с. Очевидно, що ключовий вплив на величину контактних напружень має кут нахилу α осей пазів півмуфт до радіуса, який при проектуванні муфти доцільно збільшувати. Зокрема, при збільшенні кута α з 20° до 60° (при $\beta = 5^\circ$), контактні напруження σ_H зменшуються з 2500 МПа до 1800 МПа. Величина кута β на навантаження кульок та поверхонь пазів на величину контактних напружень впливає несуттєво: при його збільшенні з 5° до 25° (при $\alpha = 60^\circ$) контактні напруження σ_H зменшуються з 1780 МПа до 1730 МПа, тому цей кут доцільно приймати невеликим із метою спрощення фрезерування пазів на торцях півмуфт.

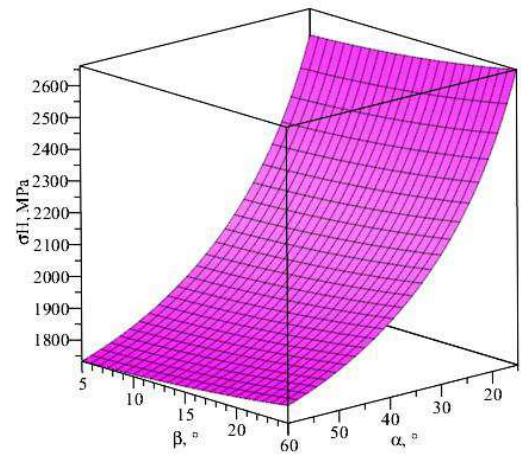


Рисунок 8 – Графік залежності контактних напружень σ_H в парі «кулька-паз» від кута α нахилу осей пазів півмуфт до радіуса та кута β нахилу їх бічних сторін до площини, паралельної осі муфти

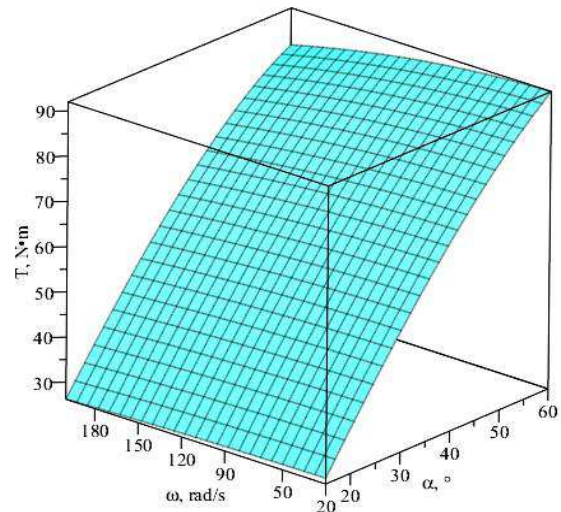


Рисунок 9 – Графік залежності моменту муфти T від кута α нахилу осей пазів півмуфт до радіуса та кутової швидкості муфти ω

Представлений на рис. 9 графік ілюструє вплив величини кута α та кутової швидкості ω на навантажувальну здатність муфти (при $\beta = 10^\circ$). Його дані підтверджують висновок щодо впливу збільшення кута α : так, його збільшення з 20° до 60° (при $\omega = 20$ рад/с) підвищує момент муфти T з 30 Н·м до 90 Н·м.

Підвищення швидкохідності модельної муфти незначно зменшує її навантажувальну здатність: при збільшенні кутової швидкості ω в 9 разів – з 20 до 180 рад/с (при $\alpha = 60^\circ$) момент муфти T знижується на 11% – з 90 Н·м до 80 Н·м.

Висновки. Таким чином, за рахунок виконання теоретичних досліджень обґрунтовані основні конструктивні та силові параметри запропонованих муфт, що забезпечують спосіб передачі руху запобіжної частини за рахунок сил тертя та клинового ефекту конусних поверхонь, а також безударне спрацювання в режимі перевантаження. При цьому:

- наведено конструкції та описано принцип роботи запатентованих кулькових обгінно-запобіжних муфт, де запобіжна частина виконана у вигляді багатоконусної фрикційної пари. Перша муфта виконана за осевим принципом дії, друга – за радіальним і реалізує відтискання фрикційних поверхонь робочими кульками, що забезпечує підвищення точності спрацьовування.

- виконано обґрунтування параметрів фрикційної запобіжної багатоконусної частини муфт. Показано, що зменшення кута конуса запобіжної частини підвищує рівномірність розподілу навантаження між ними.

- для муфти радіального принципу дії вперше отримано основні залежності, що описують силову взаємодію елементів обгінної частини, та досліджено взаємний вплив конструктивних параметрів. Зокрема, доведено доцільність збільшення кутів нахилу осей пазів півмуфт до радіуса, що зменшує контактні напруження кульок та пазів, а також підвищує навантажувальну здатність. Показано, що величина кутів нахилу бічних сторін пазів до площини, паралельної осі муфти, на контактні напруження впливає несуттєво, тому ці кути доцільно приймати невеликими з метою спрощення фрезерування пазів.

- отримані результати формують умови для теоретичних та експериментальних досліджень нових муфт, зокрема оцінки коефіцієнтів точності та чутливості спрацьовування муфти, а також коефіцієнта перевищення номінального моменту.

Список літератури

- Liu Y., Lin Z., Zhao K. Simulation and experimental research on dynamic characteristics of overrunning clutch. *Vibroengineering*. 2019, 3, 570–586. <https://doi.org/10.21595/jve.2018.20035>
- Hongzhi Y, Hui Y, Xinyu C, Yiwei W, Peng Z. Analyzing friction and wear characteristics of overrunning spring clutch. *Mathematical Problems in Engineering*, 2016; 04: 1-6. <https://doi.org/10.1155/2022/3417760>
- Controzzi M., Bassi Luciani L., Montagnani F. Unified approach to bi-directional non-back drivable roller clutch design. *Mechanism and Machine Theory*. 2017; 116: 433-450. <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2017.06.010>
- Zhao H, Wang B, Zhang G, Li J. Concept of a new overrunning clutch with the characteristic of reverse force transfer at high speed. *Engineering Reports*, 2021; №3: 1-17. <https://doi.org/10.1002/eng2.12415>
- Xue Y., Wang Z., Chen D., Tao S., Lu Y. Design and Test of a New Type of Overrunning Clutch. *Machines*, 2022; №10: 1-13. <https://doi.org/10.3390/machines10121188>
- Seregin A.A., Kravtsov A.G. Reliability of Roller Free-wheel Clutch with a Constant Jamming Angle. *Journal of Mechanical Engineering*, 2021; № 8: 12-19. <https://doi.org/10.18698/0536-1044-2021-8-12-19>
- Hou X.Y., Zhang Y.Z., Zhang H. Research status and development tendency analysis of overrunning clutch. *Journal of Mechanical Transmission*. 2021; 12: 162-169. <https://doi.org/10.16578/j.issn.1004.2539.2021.12.026>
- Кулькові механізми вільного ходу / В. О. Малащенко [та ін.]. Монографія. – Львів: Новий Світ-2000, 2012. 212 с.
- Protsenko V., Malashchenko V., Klysz S., Avramenko O. Safety-overrunning clutch elastic torque operation characteristic study. *Diagnostyka*. 2023; 24(4): 1 - 7. <https://doi.org/10.29354/diag/175721>
- Пат. № 154144 Україна. Обгінно-запобіжна муфта. Малащенко В.О., Сологуб Б.В., Лисяк Б.Р. Опубл. 11.10.2023 р.
- Пат. № 161856. Україна. Обгінно-запобіжна фрикційно-кулькова муфта високої навантажувальної здатності. Проценко В.О., Луб'яний П.В., Мешков Ю.Є., Шатохіна І.А. Опубл. 07.01.2026.
- Муфты повышенной точности ограничения нагрузки / Я. И. Есипенко [и др.]. К.: Техніка, 1972. 168 с.

References (transliterated)

- Liu Y., Lin Z., Zhao K. Simulation and experimental research on dynamic characteristics of overrunning clutch. *Vibroengineering*. 2019, 3, 570-586. <https://doi.org/10.21595/jve.2018.20035>
- Hongzhi Y, Hui Y, Xinyu C, Yiwei W, Peng Z. Analyzing friction and wear characteristics of overrunning spring clutch. *Mathematical Problems in Engineering*, 2016; 04: 1-6. <https://doi.org/10.1155/2022/3417760>
- Controzzi M., Bassi Luciani L., Montagnani F. Unified approach to bi-directional non-back drivable roller clutch design. *Mechanism and Machine Theory*. 2017; 116: 433-450. <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2017.06.010>
- Zhao H, Wang B, Zhang G, Li J. Concept of a new overrunning clutch with the characteristic of reverse force transfer at high speed. *Engineering Reports*, 2021; №3: 1-17. <https://doi.org/10.1002/eng2.12415>
- Xue Y., Wang Z., Chen D., Tao S., Lu Y. Design and Test of a New Type of Overrunning Clutch. *Machines*, 2022; №10: 1-13. <https://doi.org/10.3390/machines10121188>
- Seregin A.A., Kravtsov A.G. Reliability of Roller Free-wheel Clutch with a Constant Jamming Angle. *Journal of Mechanical Engineering*, 2021; №8: 12-19. <https://doi.org/10.18698/0536-1044-2021-8-12-19>
- Hou X.Y., Zhang Y.Z., Zhang H. Research status and development tendency analysis of overrunning clutch. *Journal of Mechanical Transmission*. 2021; 12: 162-169. <https://doi.org/10.16578/j.issn.1004.2539.2021.12.026>
- Malashchenko V. O. [та ін.]. *Kul'kovi mehanizmy vільного ходу* [Free-running ball mechanisms]. L'viv, Novyj Svit-2000 Publ., 2012. 212 p.
- Protsenko V., Malashchenko V., Klysz S., Avramenko O. Safety-overrunning clutch elastic torque operation characteristic study. *Diagnostyka* [Diagnostic]. 2023, 24(4), 2023415. <https://doi.org/10.29354/diag/175721>
- Patent no. 154144 Ukraine. *Obginno-zapobizhna mufta* [Overrunning-safety clutch]. Malashchenko V.O., Sologub B.V., Lysyak B.R. Publ. 11.10.2023.
- Patent no. 161856 Ukraine. *Obhinno-zapobizhna fryktsiino-kulkova mufta vysokoi navantazhivalnoi zdatnosti* [High load capacity overrunning friction ball clutch]. Protsenko V.O., Lubianyi P.V., Mieshkov Yu.Ie., Shatokhina I.A. Publ. 07.01.2026.
- Esipenko Ya. I. [i dr.]. *Mufty povyshennoj tochnosti ograniichenija nagruzki* [Clutches of increased accuracy of load limitation]. Kyjiv, Tehnika, 1972. 168 p.

Надійшла (received) 22.04.2026

Стаття прийнята до друку 20.05.2026

Опублікована 29.05.2026

Відомості про авторів / About the Authors

Малащенко Володимир Олександрович / Malashchenko Volodymyr – доктор технічних наук (Dr. in Eng. S.), професор, Національний університет «Львівська політехніка», науковий консультант кафедри технічної механіки та інженерної графіки; м. Львів, Україна; тел.: (067) 860-45-04; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-7889-7303>; e-mail: Volod.malasch@gmail.com

Проценко Владислав Олександрович / Protsenko Vladyslav – доктор технічних наук (Dr. in Eng. S.), професор, Херсонський національний технічний університет, професор кафедри транспортних систем і технічного сервісу; м. Херсон, Україна; тел.: (050) 494-74-72; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-3468-4952>; e-mail: 1904pvo@gmail.com

Устиненко Олександр Віталійович / Ustynenko Oleksandr – кандидат технічних наук (Ph.D. in Eng. S.), доцент, старший науковий співробітник, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», завідувач кафедри теорії і систем автоматизованого проектування механізмів і машин; м. Харків, Україна; тел.: (093) 398-33-83; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-6714-6122>; e-mail: ustin1964@tmm-sapr.org

Сологуб Богдан Володимирович / Solohub Bohdan – кандидат технічних наук (PhD in Eng. S.), доцент, Національний університет «Львівська політехніка», доцент кафедри технічної механіки та інженерної графіки; м. Львів, Україна; тел.: (097) 325-12-11; ORCID: <https://orcid.org/0009-0001-4176-9751>; e-mail: bohdan.v.solohub@lpnu.ua