

УДК.621.833

DOI: 10.15276/pidtt.1.60.2019.06

¹Малащенко В. О., ²Семенюк В. Ф., ³Стрілець О. Р.¹Національний університет «Львівська політехніка»,²Одеський національний політехнічний університет,³Національний університет водного господарства та природокористування

АНАЛІЗ СИЛОВИХ ЗАЛЕЖНОСТЕЙ КУЛЬКОВИХ ОБГІННИХ МУФТ З УРАХУВАННЯМ ТЕРТЯ

Анотація. Аналізується важлива технічна проблема стосовно силової взаємодії елементів нових кулькових обгінних муфт для основного (робочого) процесу та при здійсненні роз'єднання кінців валів під час зміни напрямку передавання обертового моменту привода машин. Розглянуто силової взаємодії елементів цих муфт з урахуванням тертя між кульками і боковими поверхнями робочих пазів напівмуфт та їхній напружено-деформований стан.

Ключові слова: муфти, муфти обгінні, з'єднання валів, кульки, тертя, коефіцієнт тертя.

Вступ

Мета роботи полягає в проведенні теоретично-комп'ютерного дослідження силової взаємодії тіл кочення з робочими поверхнями пазів напівмуфт з урахуванням тертя кульок кулькових обгінних муфт стартерів двигунів внутрішнього згорання, які широко застосовуються в різноманітних транспортних машинах.

Для розв'язування цієї задачі запропоновані аналітичні вирази для визначення силової взаємодії в робочій зоні елементів муфт, виходячи із процесу їх зачеплення та втрат на тертя у довільному положенні кульок по відношенню до контактуючої зони. Пропанується методика вибору раціональнішого профілю пазів напівмуфт з метою зменшення напружень та деформацій в зачепленні. У підсумку на основі аналітичних і графічних залежностей зроблені висновки про можливість і доцільність застосування кулькових обгінних муфт у стартерах машин, що мають двигуни внутрішнього згорання, для керування процесом їх запуску.

Отримані результати мають практичне застосування на стадії розробки, проектування та експлуатації нових пристроїв керування запуском двигунів внутрішнього згорання, дозволяють оцінити силові взаємозв'язки між основними елементами муфт з огляду на безвідмовне їх включення та відключення з мінімальними енерговитратами.

© Малащенко В. О., Семенюк В. Ф., Стрілець О. Р.

Графічні залежності зусиль від геометричних параметрів наочно дозволяють прослідкувати зміну значення обертального моменту в залежності від параметрів пружин та нахилу пазів напівмуфт. Це дозволяє оцінити досконалість кулькових обгінних муфт для з'єднання та роз'єднання кінців валів приводів машин.

Наукова новизна роботи полягає в тому, що вперше отримані аналітичні вирази для більш точного визначення величини обертального моменту для широкого діапазону геометричних параметрів кулькових обгінних муфт та запропоновано і апробовано математичні моделі напружено-деформованого стану кульок і поверхонь пазів напівмуфт в робочій зоні напівмуфт.

Практичне значення базується на рекомендаціях впровадження отриманих результатів у проектну і конструкторську практику при розробленні конструкцій стартерів та інших пристроїв, що передають рух тільки у одному напрямку, у навчальний процес вищих технічних навчальних закладів для підготовки інженерів-механіків.

Отримані в статті результати мають суттєве наукове значення і послугують важливим підґрунтям для подальших досліджень роботоздатності нового класу муфт.

1. Постановка проблеми

Передавання обертальних моментів тільки у одному напрямку у техніці необхідне для виконання технологічних операцій машинами у різних галузях промисловості. Це здебільшого для машин з двигунами внутрішнього згорання, велосипедів та інших. Традиційно в техніці застосовуються роликові обгінні муфти, що передають рух за рахунок сил тертя між заклинилим роликом та робочими поверхнями напівмуфт. Внаслідок проковзування цих елементів відомих муфт та енергетичних втрат виникла необхідність розроблення нових кулькових обгінних муфт, що передають обертальний момент за рахунок зачеплення [1–8 та ін], тому вони здійснюють передавання енергії двигунів без проковзування елементів, що знаходяться в зачепленні.

Для проведення силових досліджень, проектування та експлуатації таких пристроїв необхідні знання про залежність величини обертального моменту від основних геометричних параметрів розроблених муфт та навиків про оцінювання ступеня впливу цих параметрів на придатність кулькових обгінних муфт. Визначення силового взаємозв'язку між елементами муфти під час її включення та виключення є актуальною задачею.

2. Аналіз останніх досягнень і публікацій

Кульковим обгінним муфтам присвячені роботи [1-20 та ін.].

У [1-8] розроблено, описано принцип роботи та проаналізовано основні переваги нових конструкцій кулькових обгінних муфт, на які отримано патенти на винаходи та корисні моделі.

У [9-14] визначено динамічні навантаження кулькових обгінних муфт, проаналізовано особливості конструкцій муфт підйомно-транспортних машин, розглянуто тертя під час неусталених режимів роботи муфт та будову і час вмикання муфт тощо.

У [15-19] розглянуто навантажувальну здатність базових і нових запатентованих кулькових обгінних муфт для найбільш розповсюджених режимів навантаження, що головним чином визначає ефективність їх впровадження в практику.

Праця [20] є фундаментальним довідником про традиційні муфти різних типів, окремі із яких можуть бути базовими для подальшого розроблення та дослідження нових їхніх конструкцій.

На підставі аналізу періодичних наукових джерел робиться висновок, що традиційні роликкові обгінні муфти мають суттєві недоліки. Тому в даній роботі ставиться задача дослідження силової взаємодії тіл кочення з робочими поверхнями пазів напівмуфт з урахуванням тертя кульок кулькових обгінних муфт стартерів двигунів внутрішнього згорання, які широко застосовуються в різноманітних транспортних машинах.

3. Виклад основного матеріалу

У літературних джерелах наголошується, що складовою частиною приводів стартерів автомобілів, транспортних і підйомно-транспортних систем, що застосовуються в різних галузях машинобудування, є різноманітні муфти. Вони можуть виконувати різні функції, у тому числі слугувати запобіжними пристроями, що захищають машину від перевантажень. Одночасно такі муфти часто застосовуються для автоматичного з'єднання та роз'єднання валів, які передають обертальний момент. Однак, величини обертального моменту в залежності від основних параметрів є обмеженими тому, що зі збільшенням його муфти стають схильними до проковзування. Це негативно впливає на процес запуску основного двигуна, збільшуються втрати потужності, зменшується довговічність привода тощо. Такою обставиною пояснюється поява кулькових обгінних муфт, у яких повністю відсутнє проковзування тому, що вони передають обертальний момент зачепленням кульок з робочими поверхнями пазів напівмуфт. Зрозуміло, що під час передавання обертального моменту між елементами виникає силова взаємодія, аналіз значень якої є об'єктом даної статті.

3.1. Аналіз силової взаємодії без врахування тертя

Силовa взаємодія між кулькою і робочими поверхнями пазів напівмуфт наведено на рис. 1. Це фрагмент муфти, що застосовується для обмеження величини обертального моменту привода, де F_t - колова сила, що діє на одну кульку; F_x - її осьова складова; F_N - сумарна (нормальна) сила тиску кульки на поверхню пазів веденої напівмуфти;

F_{np} - сила пружності пружини, що діє також на одну кульку.

Враховуючи те, що у подібних пристроїв відсутні жорсткі вимоги щодо точності виготовлення їхніх елементів, перераховані зусилля, що діють у зоні доторкання кульок і робочих поверхонь пазів напівмуфт, визначаються за формулами (рис. 1):

$$F_t = \frac{2T_p}{K_i D_o z}; \quad F_x = \frac{2T_p}{K_i D_o z} \operatorname{tg} \alpha; \quad F_N = \frac{2T_p}{K_i D_o z \cos \alpha}, \quad (1)$$

де D_o – діаметр кола центрів кульок; z – кількість кульок; $K_i = 0,85 \dots 0,9$ – коефіцієнт нерівномірності розподілення навантаження. За результатами аналізу встановлено, що кут нахилу пазів веденої напівмуфти доцільно змінювати в межах $\alpha = 20 - 70^\circ$. Це залежить від пружних можливостей натискної пружини. Розмір λ погоджується з діаметром кульок d . Його мінімальна величина приймається дещо меншою за діаметр кульок.

Величина обертального моменту, що передається муфтою регулюється пружиною, сила пружності якої дорівнює

$$F_{np} = \frac{G d_o^4 \lambda}{8 D^3 i_p}, \quad (2)$$

де G - модуль пружності при зсуві матеріалу пружини ($G = 8 \cdot 10^4$ МПа); d_o - діаметр дроту пружини; λ - осьова деформація пружини, яка рівна глибині паза (рис. 1); D - середній діаметр пружини; i_p - кількість робочих витків пружини. Зрозуміло, що пружину доцільно приймати стандартною. Вона може бути вибрана за силою F_{np} та геометричними розмірами муфти.

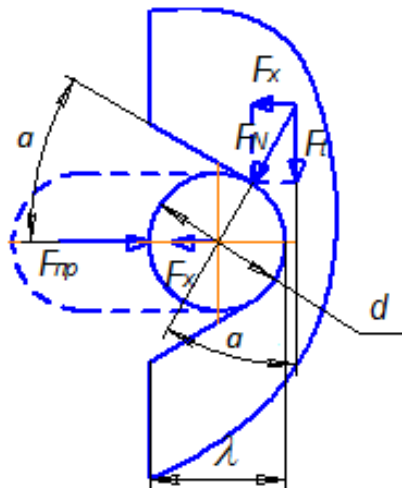


Рисунок 1—Розрахункова конструктивними параметрами у вигляді: схема муфти

Якщо знехтувати силами тертя між рухомими елементами муфти, які для цих пазів є малими порівняно з робочими навантаженнями, то можна з деяким наближенням вважати, що осьова сила рівна силі пружності пружини, тобто має місце рівність

$$F_x = F_{np} = \frac{Gd_{\delta}^4 \lambda}{8D^3 i_p}. \quad (3)$$

Використовуючи вирази (1-3), остаточно розв'язуємо поставлену задачу, тобто отримуємо залежність між обертальним моментом муфти та її основними

$$\frac{2T_p}{K_i D_o z} \operatorname{tg} \alpha = \frac{Gd_{\delta}^4 \lambda}{8D^3 i_p}; \quad T_p = \frac{K_i D_o i Gd_{\delta}^4 \lambda}{16D^3 i_p \operatorname{tg} \alpha}. \quad (4)$$

Одержані залежності (4) мають прикладне значення для виконання інженерного розрахунку основних геометричних параметрів подібних пристроїв на стадії їх проектування.

Це підтверджено кількісним аналізом однієї із запропонованих муфт з наступними початковими параметрами: діаметр кола центрів кульок $D_o = 50$ мм; кількість кульок $z = 4$; діаметр кульок $d = 10$ мм; діаметр дроту пружини змінюється в межах $d_{\delta} = 0,5-4$ мм; осьова деформація пружини рівна глибині паза і також змінюється в межах $\lambda = 4-10$ мм; середній діаметр пружини $D = 45$ мм; кількість робочих витків пружини $i_p = 5$. Пружина виготовлена із пружинної сталі 65Г.

Результати кількісного аналізу залежностей між пружною силою та діаметром дроту пружини і обертальним моментом наведено відповідно на рис. 2 і 3.

Кількісний аналіз проведено для різних кутів нахилу пазів напівмуфт, які вибирались в межах $20 \leq \alpha \leq 70^{\circ}$.

Встановлено, що збільшення кута нахилу пазів суттєво зменшує величину максимального обертального моменту. Так збільшення кута нахилу α у три рази приводить до зменшення обертального моменту більше як у 5 разів.

Важливим є також аналіз впливу діаметра елемента пружини на величину обертального моменту. Особливо визначення максимальної величини, при якій муфта виконує своє основне функції – автоматично роз'єднує кінематичний ланцюг. Ця залежність встановлена кількісно та наведена на рис. 3.

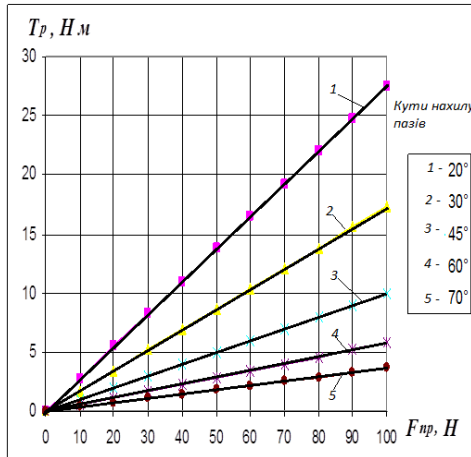


Рисунок 2 - Залежність між силою пружності пружини і обертальним моментом під час спрацювання муфт

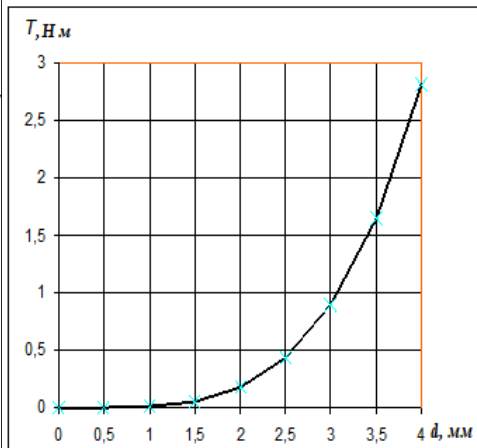


Рисунок 3 - Залежність між діаметром дроту пружини і обертальним моментом під час спрацювання муфти з кутом нахилу 45°

Загалом, підтверджується те, що запропонована аналітична залежність уможливорює у широкому діапазоні варіювати під час вибору стандартних пружин та сили її зтягування в залежності від бажаного значення обертального моменту, який необхідний для здійснення технологічної операції.

Слід наголосити, що тут ретельно розглянуто всі функції пружини тому, що її характеристики першочергово впливають на основний показник запропонованої запобіжної муфти. Вона дозволяє підбирати величини обертального моменту та сили, які виконують корисну роботу механізмом. Зрозуміло, що доцільно застосовувати стандартну пружину, для вибору якої і запропоновано аналітичні залежності та графіки.

3.2. Аналіз силової взаємодії між елементами муфти з врахування тертя

Під час передавання сталого обертального моменту, коли муфта знаходиться в робочому режимі, кульки практично не переміщуються відносно робочих поверхонь пазів напівмуфт. Вони обертаються як одне ціле (рис. 4, положення 1). Однак муфти цього класу мають не тільки передавати сталий обертальний момент, а виконувати не менше важливу функцію – чітко вчасно роз'єднувати кінці з'єднаних валів тоді, коли змінюється напрямок обертання ведучої напівмуфти чи ведена напівмуфта її обганяє. У таких випадках між кульками та робочими поверхнями пазів напівмуфт продовжує існувати силова взаємодія та кулька ще і рухається відносно них (рис. 4, положення 2 і 3). Під час перехідних режимів роботи муфти виникають додатково сили тертя і тому задача зводиться тепер до визначення величини

обертального моменту з урахуванням сил тертя між кульками та поверхнями пазів напівмуфт.

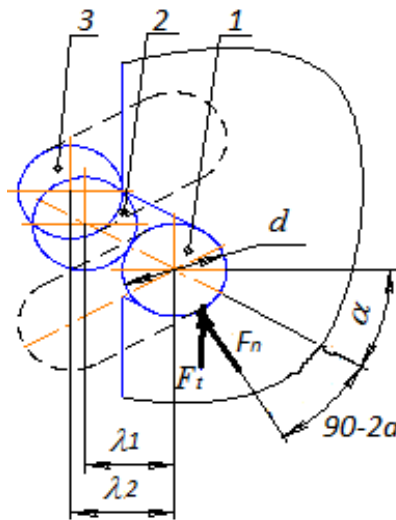


Рисунок 4–Характерні положення кульки: 1 – робоче; 2 – проміжне; 3 – початок виходу кульок із пазів напівмуфт

Для визначення величини обертального моменту необхідно мати точні значення зусиль між кулькою та поверхнями пазів напівмуфт. Окрім того, пази напівмуфт можуть мати різні форми поперечних перерізів і кутів нахилу до твірних циліндрів.

Вище (п.3.1) визначено силові співвідношення між кульками та пазами напівмуфт без урахування сил тертя для робочого режиму муфти. Отримані результати є підґрунтям і основою розв'язування даної задачі стосовно уточнення значень навантажень. У проміжних режимах муфти зусилля між кульками та робочими поверхнями пазів є змінними та залежать від взаємного їхнього розташування (рис. 4). В даному випадку розглядаються положення 1 і 2. На рис. 5 наведено сили, при дії яких кулька знаходиться в миттєвій умовній рівновазі. Відповідно, на рис. 5,а є робоче положення, коли передається номінальний обертальний момент, а на рис. 5,б - проміжне, коли кулька рухається по боковій поверхні паза і тисне на пружину з силою $F_{пр}$.

На рис. 4 і 5 наведено такі параметри: F_t - колова сила; F_n - нормальне навантаження кульки; $F_{пр}$ - сила пружності робочої пружини; λ_1 і λ_2 - осьові деформації пружини; d - діаметр кульки; α - кут нахилу пазів напівмуфт.

Проаналізовано ці положення стосовно навантажень кульок.

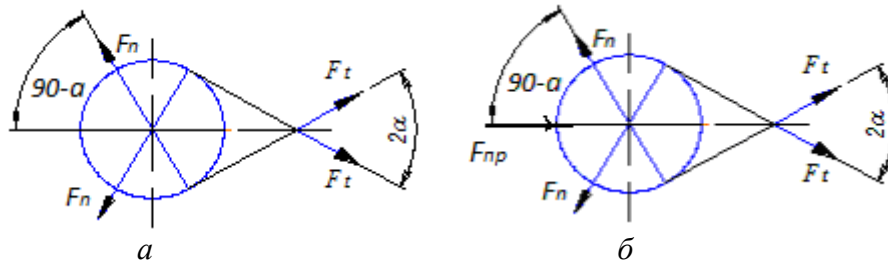


Рисунок 5 – Силова взаємодія для: *a* – робочого, *б* – проміжного положень кульки муфти

Для цих положень відповідно мають місце рівняння (5)

$$\begin{aligned} F_n \cos(90^\circ - \alpha) - F_t \cos \alpha &= 0; \\ 2N_2 \sin \alpha &> F_n + 2F_{t2} \cos \alpha, \end{aligned} \quad (5)$$

Після простих перетворень рівнянь (5) отримана залежність для визначення необхідної колової сили у проміжному положенні кульки у вигляді

$$F_t > \frac{F_n}{2(\operatorname{tg} \alpha - f)}, \quad (6)$$

де f – коефіцієнт тертя ковзання.

З урахуванням торцевого тертя кульки визначено максимальне значення колової сили за виразом (7)

$$F_{t_{\max}} > \frac{F_{n_{\max}} f}{(\cos \alpha + f \sin \alpha)}. \quad (7)$$

Тоді максимальний обертальний момент буде дорівнювати

$$T_{\max} > \frac{F_{n_{\max}} f D_0}{2(\cos 2\alpha + f \sin \alpha)}, \quad (8)$$

де D_0 – діаметр кола центрів кульок.

Максимальна сила пружності пружини дорівнює [16]

$$F_{n_{\max}} = \frac{G d_n^4 \lambda_3}{8 D_n^3 i_p}. \quad (9)$$

де G – модуль пружності другого роду; D_n, d_n – діаметри відповідно пружини та дроту; λ_3, i_p – осьова деформація та кількість робочих витків пружини.

З урахуванням (9) рівняння (8) приймає такий вигляд

$$T_{\max} = \frac{k_n G d_n^4 \lambda_3 f D_0}{16 D_n^3 i_p (\cos 2\alpha + f \sin \alpha)}. \quad (10)$$

Для зручності проведення кількісного аналізу рівняння (10) прийнято у вигляді

$$T_{\max} = \frac{10^4 k_n d_n^4 \lambda_3 f D_0}{2 D_n^3 i_p (\cos 2\alpha + f \sin \alpha)}, \quad (\text{для } G = 8 \times 10^4 \text{ МПа}). \quad (11)$$

За одержаною формулою (11) проведено аналіз залежності моменту від сили пружності пружини. Для наочності отримані результати наведено в табл. 1 та графічно на рис. 6.

Таблиця 1 - Зміна обертального моменту у функції пружної сили пружини

$F_{n \max}, \text{Н}$	20	40	60	80	100	120	140
$T_{\max}, \text{Н мм}$ ($\alpha = 40^\circ$)	130,4	260,8	391,2	521,6	652	782,6	912,8
$T_{\max}, \text{Н мм}$ ($\alpha = 30^\circ$)	277,7	555,4	833,1	1110,8	1388,5	1666,2	1943,9

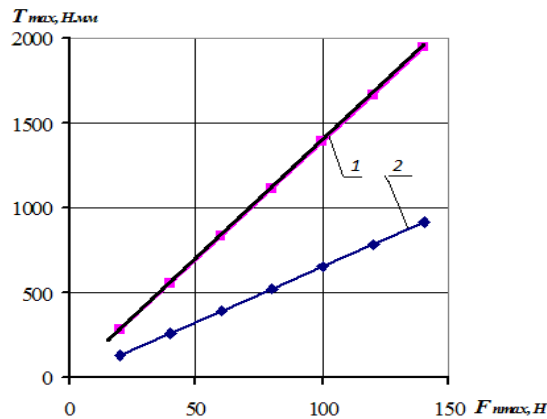


Рисунок 6 - Залежність обертального моменту від сили пружності пружини та кутів нахилу пазів напівмуфт: 1 - $\alpha = 40^\circ$; 2 - $\alpha = 30^\circ$

За отриманими результатами (табл. 1 і рис. 6) очевидно, що кут нахилу пазів напівмуфт суттєво впливає на величину обертального моменту, а це уможливорює вибір відповідної конструкції та пружності пружини на стадії проектування і експлуатації подібних пристроїв.

4. Вплив форми пазів напівмуфт на напружено-деформований стан кулькових муфт стартерів

У традиційних роликкових обгінних муфтах максимальні контактні напруження виникають між роликами та зірками, де має місце лінійне доторкання. Максимальні контактні напруження визначаються за відомими формулами теорії Герца з урахуванням кривини поверхонь чи ліній доторкання елементів. Для нових кулькових обгінних муфт необхідно враховувати форми пазів напівмуфт. Тому, що процес передавання обертального моменту за

рахунок зачеплення напівмуфт за допомогою кульок, які розташовані у протилежно похилих їхніх пазах, змінює напружено-деформований стан і ставить нові задачі щодо його дослідження. Особливо важливими для практики застосування нових технічних пристроїв є задачі з визначення контактних напружень і деформацій, що впливають на довговічність механічних приводів широкого класу машин.

Виходячи із виробничих можливостей пази можуть бути виготовлені так, щоб їхні поперечний обрис був наближеним до діаметру кульок. Тоді матимемо кращий варіант з огляду на міцнісні характеристики робочих поверхонь елементів дотику тому, що дістаємо майже лінійний контакт. Це може при деяких випадках утруднювати рух кульок вздовж пазів і привести до запізнення вмикання муфти або до неможливого зачеплення взагалі, особливо у випадках виготовлення ширини пазів напівмуфт з від'ємним допуском. Тому кращими є випадки такі, коли пази можуть мати поперечний прямокутний переріз, або форму дуги кола з радіусом дещо більшим за радіус кульок (рис. 7).

Слід наголосити, що при виготовлені прямокутних пазів контакт між робочими поверхнями елементів наближається до точкового та ймовірно має місце інтенсивна деформація у робочій зоні (рис. 7,а). Це викликає необхідність у проведенні порівняльного аналізу міцнісних показників для двох характерних форм пазів напівмуфт. У основу аналізу покладені загально відомі положення про напружено-деформований стан при дії контактних деформацій [16], причому випадок з прямокутним перерізом пазів наближається до точкового контакту кульки з циліндром.

Другий випадок, коли застосовуються криволінійні пази, зводиться до лінійного контакту між умовним жолобом і кулькою, причому їхні радіуси кривини наближені один до одного, тобто r_1 практично дорівнює r_2 .

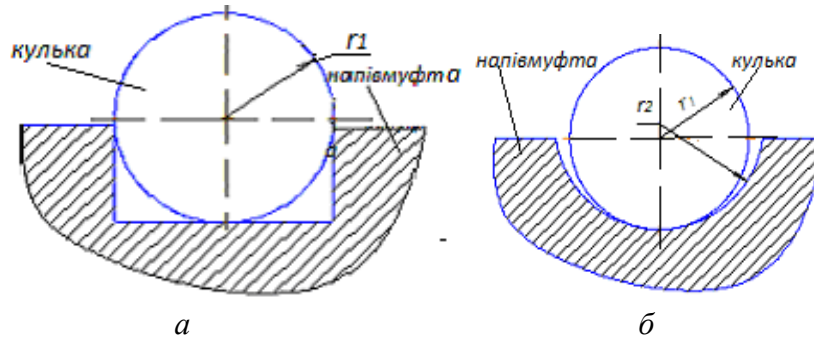


Рисунок 7 – Форми пазами напівмуфт: а – прямокутна; б – дуга кола

Максимальні контактні напруження для випадків, коли тіла доторкання є сталеві та мають коефіцієнт Пуассона $\mu_1 = \mu_2 = 0,3$, дорівнюють:

- прямокутний переріз (перший випадок, рис. 7, а)

$$\sigma_{H \max 1} = 0,245 K_{P_1} \sqrt[3]{\frac{4FE^2}{r_1^2}}; \quad (12)$$

- криволінійний переріз (другий випадок, рис. 7, б)

$$\sigma_{H \max 2} = 0,245 K_{P_2} \sqrt[3]{\frac{FE^2(2r_2 - r_1)^2}{(r_1 r_2)^2}}. \quad (13)$$

Максимальна деформація у зоні доторкання кульки з поверхнями пазів:

- прямокутний переріз (перший випадок, рис. 7, а)

$$\Delta_1 = 0,977 K_{\Delta_1} \sqrt[3]{\frac{2F^2}{E^2 r_1}}; \quad (14)$$

- криволінійний переріз (другий випадок, рис. 7, б)

$$\Delta_2 = 0,977 K_{\Delta_2} \sqrt[3]{\frac{F^2(2r_2 - r_1)}{E^2 r_1 r_2}}. \quad (15)$$

За одержаними аналітичними залежностями проведено кількісний аналіз напружено-деформованого стану обгінної муфти стартера двигуна внутрішнього згорання з такими параметрами: $D_0 = 36$ мм – діаметр кола розташування центрів кульок; $d = 8$ мм – їхній діаметр; $z = 6$ - кількість кульок; матеріали напівмуфт - сталь 45 з коефіцієнтом Пуассона $\mu = 0,3$ та модулем пружності $E = 2 \times 10^5$ МПа; $T = 20$ Н·м – максимальний обертальний момент.

Спочатку розраховано максимально можливе навантаження на одну кульку, що дорівнює 138,8 Н. Зроблено припущення, що всі вісім кульок одночасно вкочуються в пази веденої напівмуфти та входять у зачеплення без удару, а також від початку руху до повного їхнього контакту з боковими поверхнями периферійних кінців пазів кульки переміщуються на віддаль, яка дорівнює їхнім діаметрам. Для даного випадку це переміщення дорівнює 8 мм, тому таке припущення є повністю достовірним внаслідок малого переміщення кульок вздовж пазів напівмуфти.

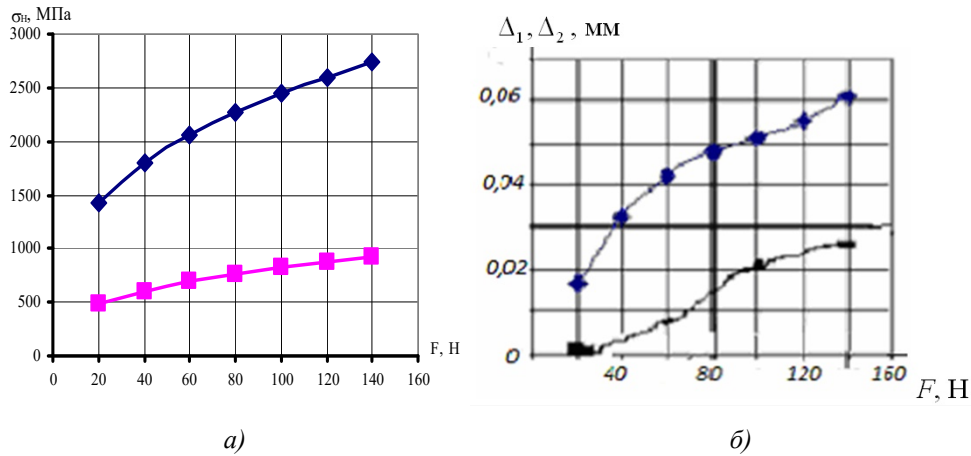


Рисунок 8 – Параметри напружено-деформованого стану муфти:
а – контактні напруження; б - деформації

За вибраними вихідними параметрами, що наведені вище, отримано залежності максимальних контактних напружень та деформацій в робочій зоні в залежності від сили, що діє на кульку (рис. 8).

Із отриманих графіків (рис. 8) видно, що форма поперечного перерізу пазів напівмуфт суттєво впливає на величину максимальних контактних напружень у зоні дотику елементів кулькових обгінних муфт. Наприклад, для максимально можливих навантажень (140 Н) у випадку прямолінійного перерізу пазів отримано контактні напруження понад 2500 МПа, а для жолобоподібного перерізу – близько 1000 МПа (рис. 8,а). Подібна закономірність має місце і для зміни величини деформацій (рис. 8,б).

Таблиця 2 – Відношення напружень та деформаціями

Відношення відповідних величин	Позначення	Відносні значення параметрів
Контактних напружень	$\sigma_{\max 1} / \sigma_{\max 2}$	2,50
Деформацій елементів	Δ_1 / Δ_2	2,47

За результатами табл. 2 підтверджено, що з огляду на відношення величин контактних напружень та деформацій, доцільно застосовувати муфти з пазами, що наведені на рис. 7,б. Це уможливує зменшення контактних напружень та деформацій елементів більше двох разів.

Для розробленої кулькової обгінної муфти стартерів машин покращення напружено-деформованого стану її елементів пропонується здійснювати шляхом вибору раціональної форми не тільки поперечних перерізів пазів, а і їхніх периферійних кінців, тобто тих поверхонь, до яких доторкається кулька під час передавання

робочого навантаження. При виконанні цих пропозицій можна отримати поверхневий контакт кульки з робочих частин пазів напівмуфт, між якими будуть виникати значно менші напруження зминання, дослідження яких є об'єктом подальшої роботи.

Висновки: 1. На підставі порівняльного аналізу літературних джерел встановлено суттєві недоліки традиційних роликкових муфт та необхідність проведення досліджень роботоздатності розроблених на стадії патентів кулькових обгінних муфт для двигунів внутрішнього згорання для різноманітних машин.

2. Встановлено силові співвідношення між елементами муфт в залежності від конструктивно-кінематичних властивостями та величин обертальних моментів без та із урахуванням тертя для нових пристроїв. Доведено, що для цього класу муфт врахування тертя кульок приводить до незначних втрат, які можна нехтувати для спрощення практичних розрахунків.

3. На основі аналізу напружено-деформованого стану кількісно встановлено величини контактних напружень і деформацій елементів муфт та доведено їх залежності від форм поперечних перерізів пазів напівмуфт, що має як наукове та і практичне значення для розвитку особливого класу приводів машин.

4. Для покращення напружено-деформованого стану муфт пропонується здійснювати вибір раціональної форми не тільки поперечних перерізів пазів, а і їхніх периферійних кінців. Причому форма та розміри мають бути погодженими з діаметрами з'єднувальних кульок. Це дещо ускладнює технологію виготовлення таких пазів, але для сучасного виробництва така технологічна задача не складає великих труднощів.

5. Отримані результати послугують важливим підґрунтям для розвитку окремих частин транспортних машин та механізмів і проведенню подальших досліджень.

Список використаної літератури

1. А.С. № 1423839, БИ № 34, 1988. Обгонная муфта. Малащенко В.А., Калинин С.Г., Петренко П.Я.
2. Пат. 53354А Україна, МКИ F16D41/06. Обгінна муфта. Куновський Г.П., Кравець І.Є., Малащенко В.О., Сороківський О.І. Опубл. 15.01.2003. Бюл. № 1.
3. Пат. 56483А Україна, МКИ F16D41/06. Обгінна муфта. Куновський Г.П., Кравець І.Є., Малащенко В.О., Сороківський О.І. Опубл. 15.01.2003. Бюл. № 5.
4. А.О. Борис, Є.С. Венцель, П.Л.Носко, П.В.Філь. Тертя під час вимикання кулькових обмежувачів обертального моменту// Науково - технічний журнал "Проблеми тертя та зношування"; 2016. – С. 38-43.

5. Борис А.О. Патент України № 126111. "Обгінно-запобіжна муфта". Держ. Реєстр від 11.06.2018. Пат. 28884А Україна, МКИ F16D41/06. Кулькова муфта вільного ходу. Малащенко В.О., Сороківський О.І. Опубл. 29.123.99. Бюл. № 8.

6. Пат. 29068А Україна, МКИ F16D41/06. Конічна обгінна муфта. Малащенко В.О., Петренко П.Я., Сороківський О.І. Опубл. 29.123.99. Бюл. № 8.

7. Пат. 32809А Україна, МКИ F16D41/06. Обгінна муфта. Малащенко В.О., Петренко П.Я., Сороківський О.І. Опубл. 29.123.99. Бюл. № 8.

8. Пат. 32809А Україна, МКИ F16D41/06. Обгінна муфта. Малащенко В.О., Петренко П.Я., Сороківський О.І. Опубл. 29.123.99. Бюл. № 8.

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

10. Борис А.О., Ланець О.В., Малащенко В.О. Конструкционные особенности шариковых обгонных муфт подъемно-транспортных машин// Подъемно-транспортные строительные, дорожные, путевые машины и робототехнические комплексы. – М.: 2016. – С. 21-23.

11. Борис А.О., Малащенко В.О., Кириченко І.І. Тертя під час вимикання кулькових обгінних муфт. // 13-й міжнародний симпозіум українських інженерів механіків у Львові. – Львів, 2017. – С. 123-124.

12. 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.

13. Борис А.О., Малащенко В.О., Федик В.В., «Force interaction in the elements of clutch with parallel grooves in driven half sleeve», Вісник НУ "Львівська політехніка" Динаміка, міцність та проектування машин і приладів, 2015. – С. 106 – 110.

14. А.О. Борис, Є.С. Венцель, П.Л.Носко, П.В.Філь. Тертя під час вимикання кулькових обмежувачів обертального моменту// Науково - технічний журнал "Проблеми тертя та зношування"; 2016. – С. 38-43.

15. Malaschtchenko V, Sorokivskiy O. The Selection of Parameters of a Coaster Ball clutch and Recommendation for its Construction. Transactions of the Universities of Kosic, № 2, 2002. – С. 1 – 6 (Slovinsko).

16. Малащенко В.О. Муфти приводів. Конструкції та приклади розрахунків. – Львів. НУ ЛП, 2006. – 196 с. і 2009. – 216с. (2-е видання).

17. Малащенко В., Сороківський О. Навантаження півмуфт кулькової муфти вільного ходу зосередженою осьовою силою. *Машинознавство*, № 3, 2002. – С. 46-48.

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

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

20. Поляков В.С., Барбаш И.Д., Ряховский О.А. *Справочник по муфтам*. – Л.: Машиностроение, 1979. – 344 с.

ANALYSIS OF POWERFUL DEPENDENCES OF MILLENNIUM CROSSING MUSTS WITH THERMAL ACCOUNTABILITY

¹Malashchenko V. O., ²Semenyuk V. F., ³Strilets O. R.

¹*National Lvov Polytechnic University,*

²*Odessa National Polytechnic University,*

³*National University of Water Management and Natural Resources*

Abstract. An important technical problem concerning the power interaction of elements of new ball clutches for the main (working) process and the connection of the ends of the shafts during the change of direction of transmission of the torque of the drive of cars is analyzed. The power interaction of the elements of these couplings is considered taking into account the friction between the balls and the lateral surfaces of the working grooves of the half-mounts. A quantitative analysis of the power interaction between the balls and the working surfaces of the half-groove grooves, determining the dependence of the contact stresses and deformations in the contact area on the shape of the cross-section of the grooves is carried out. Based on the results important for practice, the main directions of further research are outlined.

Key words: couplings clutch fittings, coupling of shafts, balls, friction, coefficient of friction.