

УДК 621.82

ДОСЛІДЖЕННЯ ПАР КОНТАКТУ ГАЛЬМІВНИХ ЕЛЕМЕНТІВ МУФТИ ДВОСТОРОННЬОЇ ДІЇ

Б. Гевко, д.т.н., А. Дячун, к.т.н., Р. Комар к.т.н., П. Босюк
Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя

Ключові слова: муфта, параметри, сила.

Наведено конструкцію обгінної муфти двосторонньої дії, представлено розрахункові схеми для визначення контактних сил та конструктивних параметрів пар контакту, а також виведено аналітичні залежності для визначення силових, кінематичних і технологічних параметрів.

Постановка проблеми. Муфти входять до складу більшості сільськогосподарських агрегатів та механізмів і мають значний вплив на їх експлуатаційні й технічні характеристики. Крім передачі обертового руху, муфти виконують ще й інші функції. Зокрема це захист від перевантаження, компенсація зміщень з'єднаних валів, амортизація поштовхів, ударних навантажень та вібрацій, що супроводжують роботу різного роду машин та механізмів. Під час проектування нових конструкцій муфт постійною є проблема вибору їх оптимальних параметрів залежно від їх співвідношення, умов експлуатації, бажаних функціональних характеристик та багатьох інших чинників.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Питання визначення взаємозалежностей конструктивно-силових параметрів обгінних муфт розглянуті у працях В.С. Полякова, І.Д. Барбаша, В.О. Малащенко, В.Т. Павлище [1–3]. Проте розрахунок кожного пристрою має свою специфіку, оскільки кожна з конструкцій характеризується наявністю тих чи інших конструктивних елементів, які впливають на характер їх спрацювання.

Постановка завдання. Метою дослідження є розробка методики розрахунку основних конструктивно-силових параметрів пари контакту розробленого пристрою.

Виклад основного матеріалу. Робота виконується в рамках пріоритетних напрямів розвитку науки і техніки “Новітні та ресурсозберігаючі технології в промисловості, енергетиці та агропромислового комплексу” на 2006-2013 роки.

Робота муфти обгону двосторонньої дії (рис. 1) здійснюється таким чином. Обертний момент передається від привідної зірочки 1 на зовнішню обойму 2, стакан 7 і розрізні циліндричні гальмівні сектори 4. Останні передають обертний момент на гальмівні елементи 12 і вал 3, який обертає робочий орган (на кресленні не показано).

Нижній сепаратор 7 за допомогою пальців 15 закріплено до стакана 1, а верхній пальцями 14 до шайби. Нижніми отворами гальмівні елементи 12 є у взаємодії з пальцями 14 з можливістю відносного переміщення і які жорстко закріплені до торця внутрішнього сепаратора 7, а верхні розгінні видовжені отвори 13 виконані у вигляді розгінних видовжених пазів, які є у взаємодії з пальцями 14, які жорстко закріплені до торця зовнішнього сепаратора з можливістю відносного переміщення. Якщо гальмівні елементи 12 в механізмі перебувають під нахилом вправо (поз. *a*, фіг. 1), то вал 3 вільно обертається проти годинникової стрілки. Зворотний рух вала неможливий через заклинювання гальмівних елементів 12 між сегментом 4 та валом 3.

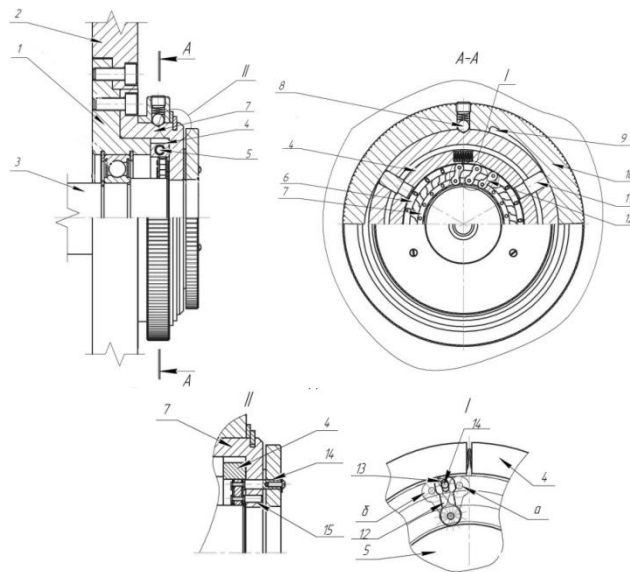


Рис. 1. Обгінна муфта.

Для зміни руху вала 3 необхідно повернути кільце таким чином, щоб направляючі пальці 8 опинилися у виїмці, тим самим циліндричні гальмівні сектори 12 за допомогою пружин 5 збільшують свій внутрішній діаметр і звільняють гальмівні елементи від навантаження. За допомогою шайби переміщують верхній сепаратор 6 вліво (поз. *б*, фіг. 1), для чого виконані розгінні пази. Кільце 10 повертається назад до фіксації його кулькою 8. При

цьому вал 3 вільно обертається в протилежний бік (за годинниковою стрілкою).

Ця обгінна муфта передає крутний момент за рахунок самозаклинювання відповідних гальмівних елементів під час їх контакту із внутрішньою поверхнею зовнішньої обойми пристрою. Умова самозаклинювання забезпечується комплексною дією сил тертя в точках контакту безпосередньо зовнішніх поверхонь контактних ланок внаслідок їх провертання на своїх осях.

Згідно розрахунковою схемою (рис. 2) результативну силу F_p , яка протидіє силі контакту W гальмівних елементів, яка є складовою умови самозаклинювання, можна виразити через нормалі N_1 і N_2 , що виникають на поверхнях контакту осі і пазів контактної ланки.

$$F_p = N_1 \sin(\alpha/2) + N_2 \sin(\alpha/2) = \sin(\alpha/2)(N_1 + N_2), \quad (1)$$

де α – кут нахилу поверхні контактної ланки.

Згідно з розрахунковою схемою умова рівноваги сил, при якій забезпечується умова самозаклинювання гальмівних елементів, є такою:

$$W \geq F_p \cos(\alpha/2) + F_{T1} \cos(\alpha/2) + F_{T2} + F_{T\dot{E}} / [\operatorname{tg}(\alpha/2)]; \quad (2)$$

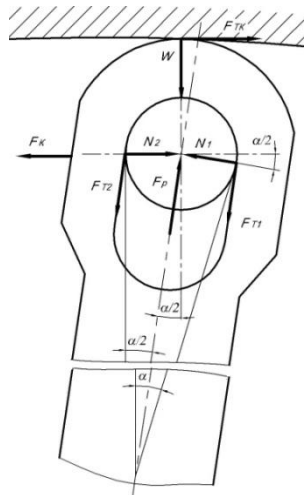


Рис. 2 Розрахункова схема сил контакту гальмівного елемента в зачепленні муфти.

$$W \geq F_p \cos(\alpha/2) + F_{T1} \cos(\alpha/2) + F_{T2} + \frac{F_{T\dot{E}} \cos(\alpha/2)}{\sin(\alpha/2)}; \quad (3)$$

$$W \geq F_{T2} + \cos(\alpha/2) \left(F_p + F_{T1} + \frac{F_{T\dot{E}}}{\sin(\alpha/2)} \right). \quad (4)$$

Значення сил тертя можна виразити через одну з нормалей N_1 або N_2 . Відповідно сила тертя дорівнює [1]:

$$F_{T1} = N_1 f; \quad (5)$$

$$F_{T2} = N_2 f; \quad (6)$$

$$F_{TK} = N_1 f / \cos(\alpha/2), \quad (7)$$

де f – коефіцієнт тертя.

З урахуванням рівності (1) і залежностей (5), (6), (7) умову забезпечення самозаклинювання гальмівних елементів можна записати у такому вигляді:

$$W \geq N_2 f + \cos(\alpha/2) \cdot \sin(\alpha/2) (N_1 + N_2) + N_1 f \cos(\alpha/2) + \frac{N_1 f \cdot \cos(\alpha/2)}{\cos(\alpha/2) \cdot \sin(\alpha/2)};$$

$$W \geq N_2 (f + \cos(\alpha/2) \cdot \sin(\alpha/2)) + N_1 \cos(\alpha/2) \left[\sin(\alpha/2) + f + \frac{f}{\cos(\alpha/2) \cdot \sin(\alpha/2)} \right]. \quad (8)$$

Як видно з розрахункової схеми, нормальна сила N_2 є протилежно напрямленою силі контакту F_K , але рівною їй за значенням:

$$N_2 = F_K. \quad (9)$$

Тобто силу контакту між однією ланкою і внутрішньою поверхнею муфти знайдемо з умови (8):

$$N_2 (f + \cos(\alpha/2) \cdot \sin(\alpha/2)) \leq W - N_1 \cos(\alpha/2) \left[\sin(\alpha/2) + f + \frac{f}{\cos(\alpha/2) \cdot \sin(\alpha/2)} \right];$$

$$N_2 \leq \frac{W - N_1 \cos(\alpha/2) \left[\sin(\alpha/2) + f + \frac{f}{\cos(\alpha/2) \cdot \sin(\alpha/2)} \right]}{f + \cos(\alpha/2) \cdot \sin(\alpha/2)}, \quad (10)$$

відповідно сила контакту однієї ланки дорівнює:

$$F_K = \frac{W - N_1 \cos(\alpha/2) \left[\sin(\alpha/2) + f + \frac{f}{\cos(\alpha/2) \cdot \sin(\alpha/2)} \right]}{f + \cos(\alpha/2) \cdot \sin(\alpha/2)}. \quad (11)$$

Значення сили контакту можна розрахувати згідно з розрахунковою схемою, наведеною на рис. 3.

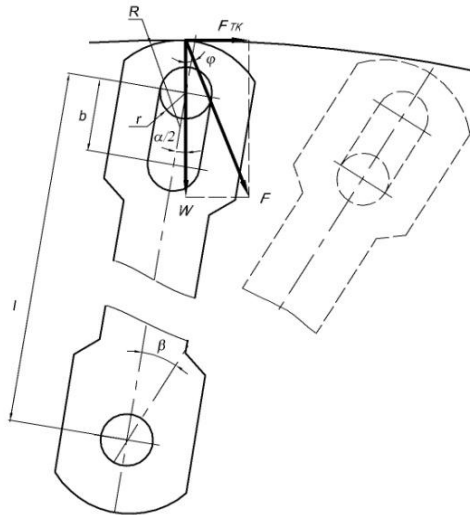


Рис. 3. Розрахункова схема для визначення залежності між моментом і силою контакту гальмівних елементів.

Відповідно момент у кінцевому положенні контактної ланки дорівнює:

$$Nl = W[R \sin \varphi + r + b \sin(\alpha/2 + \varphi)] \quad (12)$$

Із виразу $R = (b - r) / \sin \varphi$ визначимо $b = R \sin \varphi + r$ і, підставивши у залежність (12), отримаємо:

$$Nl = W[b + b \sin(\alpha/2 + \varphi)], \quad (13)$$

де b – величина робочого ходу контактної ланки;

φ – кут тертя.

Після відповідного перетворення отримаємо кінцеву залежність між моментом і силою контакту:

$$M = Wb[1 + \sin(\alpha/2 + \varphi)]. \quad (14)$$

Метою подальших розрахунків є встановлення функціональної залежності між величиною робочого ходу b і кутом β проворотання контактної ланки.

Згідно з розрахунковою схемою (рис. 3) під час передачі крутного моменту відбувається заклинювання поверхонь контактних ланок гальмівних елементів внутрішньою поверхнею муфти, тобто опорна площа ланки переміщується з положення 1 в положення 2, відповідно а переміщення визначається

лінійним переміщенням осі контактної ланки по її пазу, ця величина i є величиною робочого ходу b . Між даною величиною i кутом β проворотання

контактної ланки відносно нерухомої осі O існує відповідна залежність, яку можна встановити згідно з розрахунковою схемою (рис. 4).

Для встановлення цієї залежності розглянемо трикутник ABO (рис. 4), згідно з яким

$$AO = OB \cdot \cos \beta. \quad (15)$$

Відповідно розрахункової схеми величина OB дорівнює:

$$OB = l - b. \quad (16)$$

Підставивши рівність (16) у формулу (15), отримаємо:

$$AO = (l - b) \cdot \cos \beta. \quad (17)$$

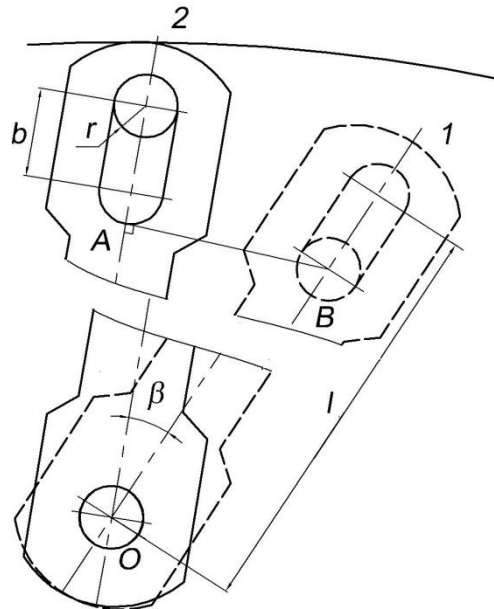


Рис. 4. Розрахункова схема для встановлення функціональної залежності між величиною робочого ходу і кутом повертання гальмівного елемента.

Також згідно з розрахунковою схемою величина AO дорівнює:

$$AO = l - b - r. \quad (18)$$

Прирівнявши залежності (17) і (18), отримаємо співвідношення

$$(l - b) \cdot \cos \beta = l - b - r. \quad (19)$$

За допомогою подальших перетворень отримаємо:

$$b - b \cdot \cos \beta = l \cdot \cos \beta + l - r; \quad b(1 - \cos \beta) = l \cdot \cos \beta + l - r;$$

$$b = \frac{l \cdot \cos \beta + l - r}{(1 - \cos \beta)}. \quad (20)$$

Рівність (20) і є шуканим співвідношенням між величиною робочого ходу і кутом повертання гальмівних елементів.

Для встановлення функціональної залежності між величиною робочого ходу і кутом повертання контактної ланки проведемо теоретичне дослідження рівності (20) шляхом підстановки числових значень відстані між осями контактної ланки l , радіуса осі r та кута її повертання β . Під час теоретичного дослідження числові значення відстані між осями контактної ланки конструктивно приймали в межах $l=20\dots60$ мм; радіуса осі $r=2\dots5$ мм; кута повертання $\beta=10\dots25^\circ$.

За допомогою аналізу числових даних, отриманих у результаті розрахунку залежності (20), а також аналізуючи отримані графічні залежності $b = f(\beta)$ (рис. 5), встановлено, що співвідношення між величиною робочого ходу та кутом повертання контактної ланки має чітко виражену лінійну залежність у діапазоні кроку кута повертання 5° . Встановлено, що за межами $18\dots20^\circ$ спостерігається різке зростання числового значення величини робочого ходу, що на практиці може свідчити про виникнення в даному діапазоні кутів умови самозаклинювання. Проте для підтвердження цього припущення необхідна серія експериментальних досліджень.

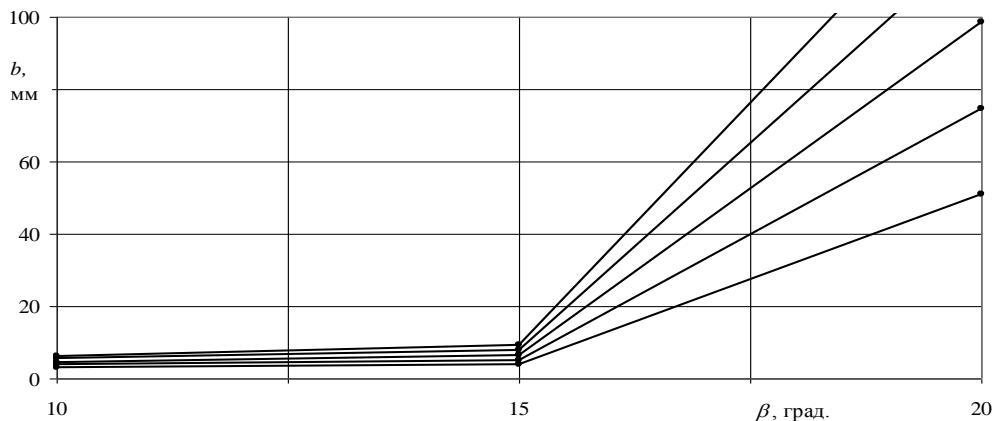


Рис. 5. Залежність зміни величини робочого ходу гальмівних елементів від кута повертання контактної ланки.

Графічні залежності, (див. рис. 5) дають змогу комплексно оцінити вплив того чи іншого параметра (за заданих інших), на величину зміщень гальмівних елементів обгінної муфти в процесі забезпечення умови само заклинювання, необхідної для передачі крутного моменту, а також можуть бути основою для розробки інженерної методики проектування аналогічних пристроїв.

Висновки. 1. Розроблена конструкція муфти двосторонньої дії приводів сільськогосподарських машин з гальмівними елементами у вигляді вісімки з поздовжнім пазом верхнього отвору, отвори гальмівних елементів встановлені на пальці для їх точного центрування.

2. Виведені аналітичні залежності для визначення конструктивних і силових параметрів муфти двосторонньої дії.

Бібліографічний список

1. Павлище В. Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин / В. Павлище. – К. : Вища шк., 1993. – 556 с.

2. Кулькові механізми вільного ходу / В. О. Малащенко, П. М. Гащук, О. І. Сороківський, В. В. Малащенко. – Львів : Новий Світ, 2012. – 212 с.

3. Ряховский О. А. Справочник по муфтам / О. А. Ряховский, С. С. Иванов – Л. : Политехника, 1991. – 383 с.

Hevko B., Djachun A., Komar R., Bosyuk P. Investigation of contact pair braking elements of clutch bilateral

The following design overtaking coupling bilateral actions are calculated scheme to determine the contact forces and contact couples design parameters and derived analytical expressions for determining the strength, kinematic and process parameters.

Key words: clutch, settings, force.

Гевко Б., Дячун А., Комар Р., Босюк П. Исследования пар контакта тормозных элементов муфты двухстороннего действия

Приведенная конструкция обгонной муфты двухстороннего действия, представленные расчетные схемы для определения контактных сил и конструктивных параметров пар контакта, а также выведены аналитические зависимости для определения силовых, кинематических и технологических параметров.

Ключевые слова: муфта, параметры, сила.