

УДК 621.82

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

ДОСЛІДЖЕННЯ ПАР КОНТАКТУ ГАЛЬМІВНИХ ЕЛЕМЕНТІВ МУФТИ ДВОХСТОРОННЬОЇ ДІЇ

Наведена конструкція обгінної муфти двохсторонньої дії, представлені розрахункові схеми для визначення контактних сил та конструктивних параметрів пар контакту, а також виведені аналітичні залежності для визначення силових, кінематичних і технологічних параметрів.

ГАЛЬМІВНІ ЕЛЕМЕНТИ, МУФТА ДВОХСТОРОННЬОЇ ДІЇ.

Постановка проблеми. Муфти входять до складу більшості сільськогосподарських агрегатів та механізмів і мають значний вплив на їх експлуатаційні і технічні характеристики. Поряд із передачею 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. При проектуванні нових конструкцій муфт постійною є проблема вибору їх оптимальних параметрів в залежності від їх співвідношення, умов експлуатації, бажаних функціональних характеристик та багатьох інших факторів.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Питання визначень взаємозалежностей конструктивно-силових параметрів обгінних муфт розглянуті у працях В.С. Полякова, І.Д. Барбаша, В.О. Малашенка, В.Т. Павлище [1, 2, 3]. Проте розрахунок кожного пристрою має свою специфіку, оскільки кожна із конструкцій характеризується наявністю тих чи інших конструктивних елементів, які впливають на характер їх спрацювання.

Метою роботи є розробка методики розрахунку основних конструктивно-силових параметрів пари контакту розробленого пристрою.

Робота виконується в рамках пріоритетних напрямків розвитку науки і техніки “Новітні та ресурсозберігаючі технології в промисловості, енергетиці та агропромисловому комплексі” на 2006–2015 роки.

Робота муфти обгону двохсторонньої дії (рис. 1) здійснюється наступним чином. Обертовий момент передається від приводної

зірочки на зовнішню обойму, кільце 7 і розрізні циліндричні гальмівні сектори 1. Останні передають обертовий момент на гальмівні елементи 9 і вал, який обертає робочий орган силосозбирального комбайна чи іншої машини (на кресленні не показано).

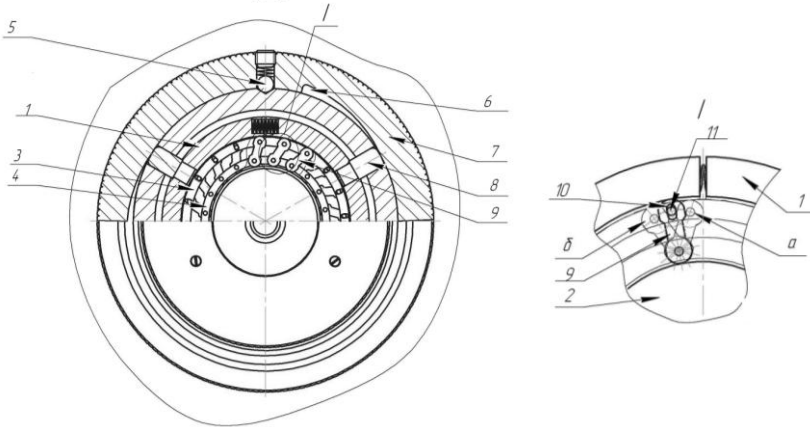


Рис. 1 – Обгінна муфта

Нижній сепаратор за допомогою пальців закріплено до кільця 7, а верхній 3 пальцями 11 до шайби. Нижніми отворами гальмівні елементи 9 є у взаємодії з пальцями 11 з можливістю відносного переміщення і які жорстко закріплені до торця внутрішнього сепаратора, а верхні розгінні видовжені отвори 10 виконані у вигляді розгінних видовжених пазів, що є у взаємодії з пальцями 11, які жорстко закріплені до торця зовнішнього сепаратора з можливістю відносного переміщення. Якщо гальмівні елементи 9 в механізмі знаходяться під нахилом вправо (поз. *a*, рис. 1), то вал вільно обертається проти годинникової стрілки. Зворотній рух вала неможливий через заклинювання гальмівних елементів 9 між сегментом 1 та валом.

Для зміни руху вала необхідну повернути кільце 7 таким чином, щоб направляючі пальці 5 опинилися у виїмці, тим самим циліндричні гальмівні сектори 9 за допомогою пружин 2 збільшують свій внутрішній діаметр і звільняють гальмівні елементи від навантаження. За допомогою шайби переміщують верхній сепаратор 3 вліво (поз. *б*, рис. 1), для чого виконані розгінні пази. Кільце 7 повертається назад до фіксації його кулькою 5. При цьому вал вільно обертається в протилежну сторону (за годинниковою стрілкою).

Дана обгінна муфта передає крутний момент за рахунок само-заклинювання 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 повертання на своїх осях.

Згідно розрахункової схеми (рис. 2) результуючу силу F_p , яка протидіє силі контакту W гальмівних елементів, яка є складовою умови самозаклинювання, можна виразити через нормалі сили 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 розрахункової схеми умова рівноваги сил, при якій забезпечується умова самозаклинювання гальмівних елементів, є наступною:

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

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

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

Значення сил тертя можна виразити через одну із нормалей N_1 або N_2 . Відповідно сила тертя рівна [1]

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

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

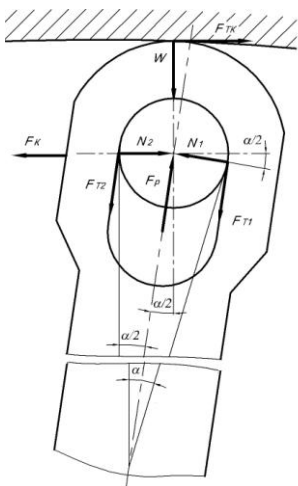


Рис. 2 – Розрахункова схема сил контакту гальмівного елемента у зачепленні муфти

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

де f – коефіцієнт тертя.

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

$$W - N_2 (f + \cos(a/2) \times \sin(a/2)) + N_1 \cos(a/2) \times \sin(a/2) + f + \frac{f}{\cos(a/2) \times \sin(a/2)} \quad (8)$$

Як видно із розрахункової схеми нормальна сила N_2 є протилежно напрямленій 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)

$$N_2 (f + \cos(a/2) \times \sin(a/2)) = W - N_1 \cos(a/2) \times \sin(a/2) + f + \frac{f}{\cos(a/2) \times \sin(a/2)}$$

$$N_2 = \frac{W - N_1 \cos(a/2) \times \sin(a/2) + f + \frac{f}{\cos(a/2) \times \sin(a/2)}}{f + \cos(a/2) \times \sin(a/2)}, \quad (10)$$

Відповідно сила контакту однієї ланки рівна

$$F_K = \frac{W - N_1 \cos(a/2) \times \sin(a/2) + f + \frac{f}{\cos(a/2) \times \sin(a/2)}}{f + \cos(a/2) \times \sin(a/2)}. \quad (11)$$

Значення сили контакту можна розрахувати згідно розрахункової схеми, наведеної на рисунку 3.

Відповідно момент в кінцевому положенні контактної ланки рівний

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

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

$$Nl = W [b + b \sin(a/2 + j)] \quad (13)$$

де b – величина робочого ходу контактної ланки; φ – кут тертя.

Після відповідного перетворення отримаємо кінцеву залежність між моментом і силою контакту

$$M = Wb[l + \sin(\alpha/2 + j)] \quad (14)$$

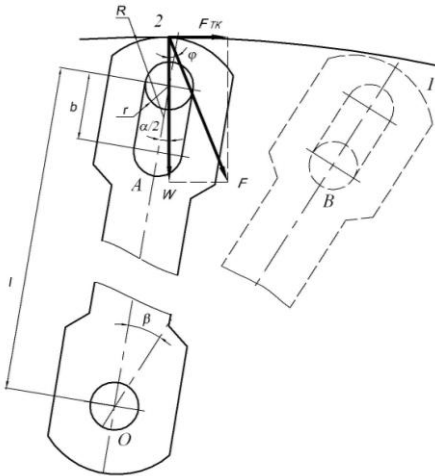


Рис. 3 – Розрахункова схема для визначення залежності між моментом і силою контакту гальмівних елементів

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

Згідно розрахункової схеми (рис. 3) під час передачі крутного моменту відбувається заклинювання поверхонь контактних ланок гальмівних елементів внутрішньою поверхнею муфти, тобто опорна площина ланки переміщується з положення 1 в положення 2, відповідно величина переміщення визначається лінійним переміщенням вісі контактної ланки по її пазу,

дана величина l є величиною робочого ходу b . Між даною величиною і кутом β провертання контактної ланки відносно нерухомої осі O існує відповідна залежність, яку можна встановити згідно розрахункової схеми (рис. 3).

Для встановлення даної залежності розглянемо трикутник ABO (рис. 3), згідно якого

$$AO = OB \times \cos b. \quad (15)$$

Шляхом подальших перетворень отримаємо

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

$$b = \frac{l \times \cos b + l - r}{(1 - \cos b)}. \quad (16)$$

Рівність (16) і є шуканим співвідношенням між величиною робочого ходу і кутом провертання гальмівних елементів.

Для встановлення функціональної залежності між величиною робочого ходу і кутом повертання контактної ланки проведемо теоретичне дослідження рівності (16) 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 приймалися в межах $l=20\dots60$ мм; радіуса осі $r=2\dots5$ мм; кута повертання $\beta=10\dots25^\circ$.

Шляхом аналізу числових даних, отриманих в результаті розрахунку залежності (16), а також, аналізуючи отримані графічні залежності $b = f(\beta)$ встановлено, що співвідношення між величиною робочого ходу та кутом повертання контактної ланки має чітко виражену лінійну залежність в 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 даного припущення необхідна серія експериментальних досліджень.

Висновки. Розроблена конструкція муфти двохсторонньої 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. Виведені аналітичні залежності для визначення конструктивних і силових параметрів муфти двохсторонньої дії.

Література

1. Павлище В.Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин. – К.: Вища школа, 1993. – 556 с.
2. Малащенко В.О., Гащук П.М., Сороківський О.І., Малащенко В.В. Кулькові механізми вільного ходу. – Львів: Новий Світ - 2000, 2012. – 212 с.
3. Ряховский О.А., Иванов С.С. Справочник по муфтам. – Л.: Политехника, 1991. – 383 с.