

Рис. 1. Конструкція муфти

веденої півмуфти 2 і пази 5, виготовлені на зовнішній циліндричній поверхні ведучої півмуфти 1, з'єднана з веденою півмуфтою 2. В отворах 4 встановлені плунжери 6 і пружини 7, величина деформування яких регулюється гвинтами 8. Осьове переміщення півмуфт 1 і 2 обмежене кільцем 9. Між ведучою півмуфтою 1 і веденою півмуфтою 2 встановлена рухомо в осьовому напрямі блокувальна втулка 10 з пелюстками 11. Корпус втулки 10 з'єднаний через пелюстки 11 і пази 5 з ведучою півмуфтою 1. Між торцевою поверхнею втулки 10 у кільцем 12, встановленим на зовнішній циліндричній поверхні ведучої півмуфти 1 і зафіксованим відносно осьового переміщення стопорним кільцем 13, встановлений пружний елемент 14. На зовнішній циліндричній поверхні блокувальної втулки 10 виготовлений буртик 15. Для вимкнення живлення електромотора приводу після спрацювання муфти передбачений вимикач 16. Для з'єднання муфти з веденою частиною приводу в півмуфті 2 виготовлені отвори 17. На зовнішній поверхні півмуфти 2 і блокувальної втулці 10 нанесені мітки 18, які в замкненому стані муфти збігаються, що дає змогу візуально контролювати замикаання муфти при поверненні її у робочий стан.

Муфта працює так. Крутний момент від відучої півмуфти 1 через пази 5 і кульки 3 передається веденій півмуфті 2 і далі на ведену ланку приводу. При перевантаженні кульки 3 виштовхуються з пазів 5 і передача крутного моменту припиняється. У момент виходу кульок 3 з пазів 5 відбувається відносний поворот півмуфт 1 і 2 та осьовий зсув блокувальної втулки 10 з пелюстками 11 ліворуч (див. рис. 1,г), що приводить до перекриття пазів 5 пелюстками 11. Подальше обертання півмуфт 1, 2 відбувається без вдаряння кульок 3 в пази 5, що повністю усуває появу додаткових динамічних навантажень на ланки приводу та муфти при її пробуксовуванні.

Після усунення причин перевантаження приводу муфту повертають у робочий стан шляхом переміщення блокувальної втулки 10 праворуч (див. рис. 1,в) з одночасним поворотом веденої півмуфти 2 відносно ведучої 1 до входження кульок 3 у звільнені пелюстками 11 пази 5. Замикаання муфти контролюють візуально за мітками 18.

**Силіві співвідношення у кульковій запобіжній муфті з блокувальним пристроєм силового типу.** Розглянемо рівновагу кульки 3 в пазу ведучої півмуфти 1 під дією зовнішніх сил (рис. 2).

Розрахунковий номінальний крутний момент, який передаватиме КЗМ з БП

$$T_m = zF_{np} \frac{D}{2[\operatorname{tg}(\alpha - \rho) - f]}, \quad (1)$$

де  $F_{np}$  — сила притискування кульок до профілю паза на ведучій півмуфті;  $z$  — кількість кульок;  $D$  — діаметр кола, на якому розташовані центри кульок;  $\alpha$  — кут нахилу дотичної в точці дотику кульки і паза на ведучій півмуфті;  $\rho$  — кут тертя між кульками і пазами на ведучій півмуфті;  $f$  — коефіцієнт тертя між кульками і поверхнями отворів у веденій півмуфті.

Сила притискування кульок до профілю паза на ведучій півмуфті у муфті з БП силового типу

$$F_{np} = F_{np}^* - F_y^*, \quad (2)$$

де  $F_{np}^*$  — сила натяжки пружини, що притискає кульку;  $F_y^*$  — зведена осьова сила, яка виштовхує кульку з паза на ведучій півмуфті під дією БП.

Зведену осьову силу  $F_y^*$  визначимо зі схеми, зображеної на рис. 3, а саме:

$$F_y^* = F_y - F_x f, \quad (3)$$

де  $F_y = z^{-1} F_{max} \sin \varphi$  — сила, з якою блокувальна втулка діє на кульку вздовж осі переміщення останньої;  $F_x = z^{-1} F_{max} \cos \varphi$  — сила, з якою блокувальна втулка притискає кульку до поверхні отвору у веденій півмуфті;  $F_{max}$  — максимальна сила, яку розвиває притискувальна пружина БП у замкненому стані муфти;  $\varphi$  — кут нахилу

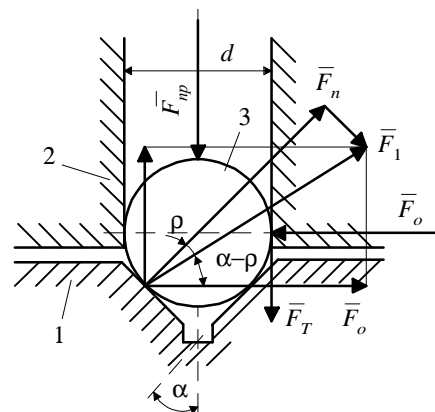


Рис. 2. Розрахункова схема муфти

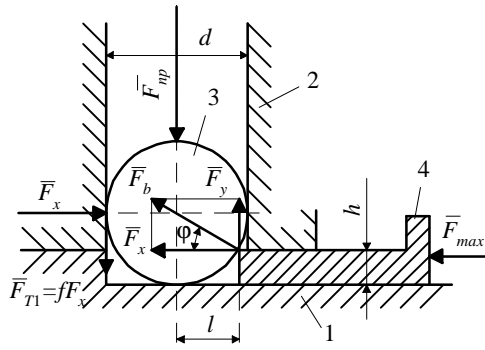


Рис. 3. Розрахункова схема блокувального пристрою

дотичної у точці дотику кульки й блокувальної втулки до осі переміщення кульки в отворі веденої півмуфти.

Виразивши  $\sin \varphi$  та  $\cos \varphi$  через геометричні параметри муфти (див. рис. 3), а саме:

$$\sin \varphi = \frac{r-h}{r}; \quad \cos \varphi = \sqrt{\frac{2hr-h^2}{r^2}},$$

де  $h$  — глибина заходу кульки в паз на ведучій півмуфті;  $r$  — радіус кульки, після їх підставлення у формулу (3) отримаємо

$$F_y^* = \frac{F_{max}}{z} \left[ \left(1 - \frac{h}{r}\right) - f \sqrt{\frac{2hr-h^2}{r^2}} \right]. \quad (4)$$

Підставляючи (4) в (2), а результат — в (1), кінцево матимемо

$$T_M = \left\{ zF_{np}^* - F_{max} \left[ \left(1 - \frac{h}{r}\right) - f \sqrt{\frac{2hr-h^2}{r^2}} \right] \right\} \frac{D}{2[\operatorname{tg}(\alpha-\rho) - f]}. \quad (5)$$

При пробуксовуванні КЗМ БП повинен перекрити пази на ведучій півмуфті за час

$$t_n \leq \frac{2\pi}{z\omega_0}, \quad (6)$$

де  $z$  — кількість кульок і пазів у КЗМ;  $\omega_0$  — кутова швидкість обертання муфти.

Потрібну жорсткість притискної пружини визначимо з умови забезпечення часу спрацювання БП, тобто з умови (6). Для цього запишемо рівняння балансу кінетичної енергії рухомої втулки БП і потенціальної енергії деформованої притискної пружини (див. рис. 3)

$$\frac{m_0 v^2}{2} = \int_0^x (F - F_T) dx, \quad (7)$$

де  $m_0$  — зведена маса рухомої втулки БП;  $v$  — швидкість переміщення втулки БП вздовж осі муфти;  $F$  — сила, з

якою пружина діє на рухому втулку БП;  $F_T$  — зведена сила тертя між рухомою втулкою БП і ведучою півмуфтою;  $x$  — зміщення втулки БП від початкового положення при в робочому стані КЗМ.

Сила, з якою пружина тисне на рухому втулку БП,

$$F = c(\lambda - x), \quad (8)$$

де  $\lambda$  — повна деформація пружини.

Підставивши  $F$  з (8) у (7), отримаємо

$$\frac{m_0 v^2}{2} = \int_0^x [c(\lambda - x) - F_T] dx. \quad (9)$$

Проінтегрувавши (9), запишемо

$$v = \sqrt{\frac{2}{m_0} \left[ (c\lambda - F_T)x - \frac{cx^2}{2} \right]}. \quad (10)$$

Враховуючи, що  $v = dx/dt$ , з (10) матимемо

$$dt = \frac{dx}{\sqrt{\frac{2}{m_0} \left[ (c\lambda - F_T)x - \frac{cx^2}{2} \right]}}. \quad (11)$$

Після інтегрування (11) отримаємо рівняння для визначення часу спрацювання БП при переміщенні втулки на віддаль  $x$ :

$$t_x = \sqrt{\frac{m_0}{c}} \arccos \left( 1 - \frac{c\lambda}{c\lambda - F_T} \frac{x}{\lambda} \right). \quad (12)$$

Прирівнявши праві частини в (6) і (12), матимемо

$$\frac{2\pi}{z\omega_0} = \sqrt{\frac{m_0}{c}} \arccos \left( 1 - \frac{c\lambda}{c\lambda - F_T} \frac{x}{\lambda} \right). \quad (13)$$

З рівняння (13) отримаємо

$$c \geq \frac{m_0 z^2 \omega_0^2 \arccos^2 \left( 1 - \frac{c\lambda}{c\lambda - F_T} \frac{x}{\lambda} \right)}{4\pi^2}. \quad (14)$$

З формули (14) видно, що, за однакових інших умов, величина жорсткості пружини БП пропорційна масі рухомої втулки і квадратам кількості кульок у КЗМ та її кутовій швидкості обертання в приводі.

Враховуючи те, що сила тертя  $F_T$  нехтовно мала порівняно з силою притискної пружини  $F$ , прийемо  $F_T=0$  і перепишемо формулу (14) у спрощеному вигляді

$$c \geq \frac{m_0 z^2 \omega_0^2 \arccos^2 \left( 1 - \frac{x}{\lambda} \right)}{4\pi^2}. \quad (15)$$

Повна деформація пружини  $\lambda$  і переміщення  $x$  втулки БП обумовлені конструктивними особливостями муфти. У загальному випадку повну деформацію пружини БП подамо так:

$$\lambda = \lambda_0 + r + l, \quad (16)$$

де  $\lambda_0$  — попередня деформація пружини БП при складанні муфти;  $l$  — осьове зміщення блокувальної втулки у замкненому стані КЗМ (кульки перебувають у пазах на ведучій півмуфті).

Для перекриття пазів на ведучій півмуфті при спрацюванні КЗМ достатньо, щоб блокувальна втулка перемістилася на віддаль  $x_0 = l + \Delta_x$ . Конструктивно можна прийняти  $\Delta_x = (1-2)$  мм.

З урахування сказаного вище, формулу (15) подамо в такому вигляді:

$$c \geq \frac{m_0 z^2 \omega_0^2 \arccos^2 \left( 1 - \frac{l + \Delta_x}{\lambda_0 + r + l} \right)}{4\pi^2}. \quad (17)$$

Формула (17) дає змогу за відомими конструктивними параметрами КЗМ з БП та робочою кутовою швидкістю обертання муфти визначити потрібну жорсткість притискної пружини БП для надійного розмикання півмуфт у процесі пробуксовування муфти.

На рис. 4 подана залежність жорсткості притискної пружини БП від кутової швидкості обертання КЗМ за таких значень параметрів муфти:  $T_m = 20$  Н·м;  $m_0 = 0,1$  кг;  $D = 50$  мм;  $d = 11$  мм;  $\varphi = 45^\circ$ ;  $\Delta x = 1$  мм. Сумарна осьова сила притискання кульок до лунок на ведучій півмуфті  $F_{np} = 591$  Н.

З рисунка видно, що збільшення кількості кульок у муфті від  $z=2$  до  $z=4$  призводить до істотного зростання жорсткості притискної пружини БП, а, отже, до зменшення номінального крутного моменту муфти порівняно з КЗМ без БП. Оскільки навантажувальна здатність КЗМ з БП залежить від кутової швидкості її обертання, то величину номінального моменту такої муфти слід розраховувати виходячи з максимальної допустимої швидкості

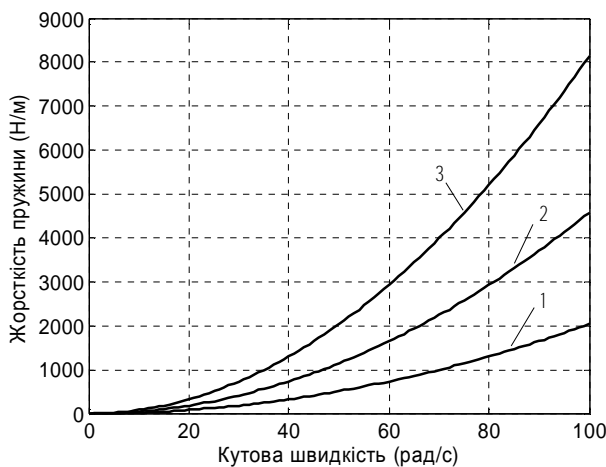


Рис. 4. Залежність жорсткості притискної пружини БП від кутової швидкості обертання КЗМ з БП: 1 — для  $z=2$ ; 2 — для  $z=3$ ; 3 — для  $z=4$

її обертання. У такому випадку працездатність КЗМ з БП на кутових швидкостях, менших за допустиму, буде забезпечена.

**Вплив блокувального пристрою на навантажувальну характеристику КЗМ.** Навантажувальну здатність КЗМ з БП оцінюватимемо за відхиленням крутного моменту, який вона може передавати на заданій кутовій швидкості, від крутного моменту аналогічної КЗМ без БП за умови однакової сили натяжки пружин, які притискають кульки до пазів на ведучій півмуфті.

На рис. 5 зображено графіки залежності крутного моменту  $T_m$  муфти від її кутової швидкості обертання  $\omega_0$  у приводі. Розрахунки проведені для таких параметрів КЗМ:  $\alpha = 45^\circ$ ;  $\rho = 5^\circ$ ;  $D = 0,08$  м;  $r = 0,011$  м;  $m_0 = 0,050$  кг;  $\Delta x = 0,001$  м;  $\lambda_0 = 0$ ;  $h = 0,0035$  м;  $f = 0,05$ ;  $F_{np} = 591$  Н за різних значень  $z$ .

З рисунка видно, що на невеликих кутових швидкостях ( $0 - 30$  рад/с) за сталої сили натяжки пружин, які підтискають кульку до профілю лунок,  $\omega_0$  мало впливає на  $T_m$  (до 2,2 %). За кутових швидкостей понад 50 рад/с вплив  $\omega_0$  на  $T_m$  істотніший. Зі збільшенням кількості кульок  $z$  вплив  $\omega_0$  на  $T_m$  зростає.

Аналізуючи формулу (5) та графіки на рис. 5, бачимо, що збільшення навантажувальної здатності КЗМ з БП за рахунок кількості кульок  $z$  підвищує чутливість КЗМ до кутової швидкості обертання муфти в приводі. Тому при проектуванні КЗМ з БП силового типу для роботи у швидкохідних приводах машин доцільно в одній площині, перпендикулярній до осі обертання муфти, розташовувати якомога менше кульок ( $z=2 - 4$ ), а муфту виготовляти у вигляді блочної структури, розташовуючи кульки в паралельних площинах вздовж осі обертання муфти. Це дасть змогу при сталій кількості пазів на ведучій півмуфті ( $z_n = 2 - 4$ ) збільшувати кількість кульок у муфті ( $z = 4 - 16$ ), а, отже, забезпечити передавання великих крутних моментів у швидкохідних приводах.

Таке конструктивне рішення дасть змогу істотно підвищити навантажувальну здатність КЗМ з БП та забезпечить її працездатність у широкому діапазоні кутових швидкостей обертання в приводі.

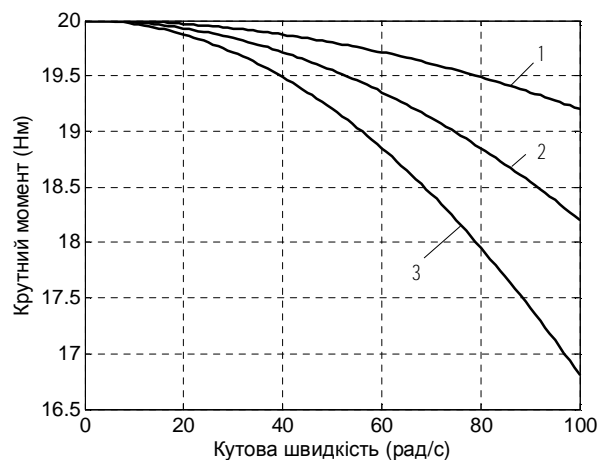


Рис. 5. Залежність  $T_m$  від  $\omega_0$ : 1 — для  $z=2$ ; 2 — для  $z=3$ ; 3 — для  $z=4$

**Силовий розрахунок КЗМ з БП на заданий крутний момент.** Вихідними даними для розрахунку КЗМ з БП є номінальний крутний момент  $T_m$  і кутова швидкість  $\omega_0$  її обертання в приводі.

Для забезпечення потрібних експлуатаційних характеристик муфти розрахунок її конструктивних і силових параметрів, з урахуванням наведеного вище, слід проводити у такій послідовності.

1. Визначити з (1) силу притискування кульок до профілю паза на ведучій півмуфті

$$F_{np} = \frac{2T_m}{zD} [tg(\alpha - \rho) - f].$$

2. Розрахувати нормальну силу притискування кульки до профілю на півмуфті за формулою  $P_n = 2T_m / (zD \cos \alpha)$  і відповідно до рекомендацій [2] вибрати діаметр кульок.

3. Задавши кількість кульок у муфті, перевірити їх на контактну міцність за формулою [8]

$$\sigma_{max} = 1,5 \frac{P_n}{\pi a^3} \leq [\sigma_{конт}],$$

де  $\sigma_{max}$ ,  $[\sigma_{конт}]$  — відповідно максимальне напруження у зоні контакту кульки з профілем півмуфти і допустимий контактний тиск на площадці контакту;  $a$  — радіус круглої площадки, утвореної в зоні контакту кульки з профілем.

У загальному випадку

$$a = 0,88 \sqrt[3]{P_n \frac{1/E + 1/E_1}{1/r + 1/r_1}},$$

де  $r$ ,  $r_1$  — радіуси кривини кульки і профілю на півмуфті;  $E$ ,  $E_1$  — модулі пружності кульок і профілю півмуфти.

Якщо умова контактної міцності не виконується, то кількість кульок треба збільшувати, досягнувши її виконання.

4. Задавши глибину  $h$  заходу кульки в профіль на півмуфті, кількість пазів  $z_n$  та попередню деформацію  $\lambda_0$  пружини БП, за вибраним в п. 2 діаметром кульки розрахувати осьове зміщення блокувальної втулки у замкненому стані муфти  $l = 0,5 \sqrt{r^2 - (r - h)^2}$  і за формулою (17) визначити потрібну жорсткість  $c$  пружини БП.

5. За залежностями (4) і (2) обчислити силу затяжки пружин  $F_{np}^*$ , що притискають кульки до профілю на півмуфтах.

6. Розрахувати за відомими формулами [9] параметри пружин муфти.

**Висновки.** Запропонована нова конструкція кулькова запобіжна муфта з блокувальним пристроєм силового типу.

Виведені формули для силового розрахунку муфти за заданий крутний момент і кутову швидкість обертання.

Досліджено вплив блокувального пристрою на жорсткість притискової пружини блокувального пристрою і навантажувальну здатність муфти.

З метою застосування КЗМ з БП у швидкохідних приводах запропоновано муфту виготовляти у вигляді блочної структури, в якій кульки розташовані в отворах веденої півмуфти в паралельних площинах, перпендикулярних до осі муфти.

З'ясовано, що при встановленні двох кульок у кожній з паралельних площин КЗМ з БП та блочній структурі її навантажувальна здатність при зміні кутової швидкості обертання від 0 до 100 рад/с зменшується не більше, ніж на 5 %, що знаходиться у межах регулювання крутного моменту муфти  $T_m$  за рахунок деформації притискових пружин.

Наведено методику розрахунку кулькової запобіжної муфти з блокувальним пристроєм на задані крутний момент і кутову швидкість обертання муфти.

## Література

1. Поляков В.С., Барбаиш І.Д., Ряховський О.А. Справочник по муфтам / Под ред. В.С. Полякова, 2-е изд., испр. и доп. — Л.: Машиностроение, 1979. — 344 с.

2. Малащенко В.О. Муфти приводів. Конструкції та приклади розрахунків: Навч. посібник. — Львів: Видавництво Національного університету „Львівська політехніка”, 2006. — 196 с.

3. Нагорняк С.Г., Луцив І.В. Предохранительные механизмы металлообрабатывающего оборудования: Справочник. — К.: Техніка, 1992. — 72 с.

4. Нагорняк С.Г., Калашишкова Л.Ф. Управление пробуксовкой в шариковой предохранительной муфте // Вестник машиностроения. — 1987. — №6. — С. 22—23.

5. Кіндрацький Б.І., Бурковський А.О., Шпак О.О. Кулькова запобіжна муфта / Патент Україна № 24775 від 10 липня 2007 р., Бюл. № 10. — 2007 р.

6. Гладь Ю., Буряк М. Особливості розрахунку низькодинамічної кульково-кулачкової запобіжної муфти // Вісник ТДТУ. — 2002. — №2. — С. 55—60.

7. Гевко Р., Стухляк П., Буряк М. Силовий розрахунок кулькової запобіжної муфти з радіальними елементами зачеплення // Вісник ТДТУ. — 2004. — №1. — С. 26—33.

8. Опір матеріалів: Підручник / Г. С. Писаренко, О. Л. Квітка, Е. С. Уманський; За ред. Г. С. Писаренка. — К.: Вища шк., 2004 — 655 с.

9. Павлице В.Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин: Підручник. — Л.: Афіша, 2003. — 560 с.

Отримана 15.06.07

*B. Kindratsky, O. Shpak\**

**Design and calculation of ball-type overload-release clutch with the force type blocking device**

*National University "Lvivska Politechnika", Lviv;*

*\* National University "Lvivska Politechnika"*

*Institute of a Land Forces, Lviv*

*A new design of ball-type overload-release clutch is offered. Dependences for force calculation of developed clutch are suggested. Influence of the blocking device on loading ability of clutch is investigated. The design procedure of clutch for the set torque and angular speed of rotation is developed.*