

РОЗДІЛ I. МЕХАНІКА ТА ПРИКЛАДНА МАТЕМАТИКА

УДК 621.825

Владислав Проценко

ВПЛИВ КОНСТРУКТИВНИХ ТА ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ПАРАМЕТРІВ ЗАПОБІЖНОЇ ПРОФІЛЬНОЇ МУФТИ НА ЇЇ ХАРАКТЕРИСТИКИ

Владислав Проценко

ВЛИЯНИЕ КОНСТРУКТИВНЫХ И ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ПАРАМЕТРОВ ПРЕДОХРАНИТЕЛЬНОЙ ПРОФИЛЬНОЙ МУФТЫ НА ЕЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ

Vladyslav Protsenko

INFLUENCE OF DESIGN AND OPERATIONAL PARAMETERS OF THE PROFILE SAFETY COUPLINGS AT ITS CHARACTERISTICS

Описано конструкцію профільної запобіжної муфти. Отримано вирази для обчислення основних характеристик муфти для різних випадків її роботи. Проаналізовано вплив на характеристики муфти багатьох конструктивних та експлуатаційних параметрів. Зокрема вивчено вплив на навантажувальну здатність та показники точності спрацьовування розмірів напівмуфт, діаметрів осей роликів та коефіцієнтів тертя у спряженнях муфти. Проаналізовано також вплив на ці показники заклинювання роликів на своїх осях. Показано, що зміна коефіцієнтів тертя та заклинювання роликів незначно впливають на характеристики муфти. Отримані результати мають практичну цінність для конструювання муфт.

Ключові слова: муфта, канат, навантажувальна здатність, момент, точність спрацьовування, ролик.

Рис.: 10. Бібл.: 7.

Описана конструкция профильной предохранительной муфты. Получены выражения для вычисления основных характеристик муфты для разных случаев ее работы. Проанализировано влияние на характеристики муфты ряда конструктивных и эксплуатационных параметров. В частности изучено влияние на нагрузочную способность и показатели точности срабатывания размеров полумуфт, диаметров осей роликов и коэффициентов трения в сопряжениях муфты. Проанализировано также влияние на эти показатели заклинивания роликов на своих осях. Показано, что изменение коэффициентов трения и заклинивания роликов незначительно влияют на характеристики муфты. Полученные результаты имеют практическую ценность для конструирования муфт.

Ключевые слова: муфта, канат, нагрузочная способность, момент, точность срабатывания, ролик.

Рис.: 10. Библ.: 7.

The profile safety clutch design is described in the article. The expressions for the calculation couplings basic characteristics for different occasions her work are obtained. The effects on the coupling characteristics of a number design and operational parameters are analyzed. In particular, the influence on the load capacity and performance of precision actuation of the size of semicouplings, diameter of the roller axes and coefficients of friction are studied. The impact of these indicators are jamming the rollers on their axes is analyzed. It is shown that the variation of friction coefficient and wedging the rollers slightly affect the coupling characteristics. The received results have practical value for couplings designing.

Key words: clutch, rope, load capacity, torque, response accuracy, roller.

Fig.: 10. Bibl.: 7.

Постановка проблеми. Конструювання сучасних приводів високого технічного рівня вимагає не тільки уточненої оцінки дійсних експлуатаційних навантажень машин, а і створення ефективних захисних пристроїв для цих приводів. З огляду на це удосконалення існуючих і створення нових конструкцій запобіжних муфт є актуальним завданням для сучасного машинознавства [1; 2].

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Питання вивчення запобіжних муфт з тілами кочення розглядали багато дослідників [2; 3], проте ці конструкції у більшості своїй не здатні до компенсації неспіввісностей та самоустановки елементів. Крім цього, інтерес до досліджень профільних муфт [4] дещо згас, що не зменшує їх перспективності для захисту приводів сучасних машин.

Виділення не вирішених раніше частин загальної проблеми. Раніше розроблено конструкцію запобіжної роликів муфти профільного типу із канатними пружними елементами, однак параметри цієї муфти досліджені недостатньо, що формує резерв для майбутніх досліджень.

Мета статті. На сьогодні недостатньо вивченим є вплив конструктивних та експлуатаційних параметрів на характеристики нової профільної муфти, що і становить мету цієї роботи.

Виклад основного матеріалу. Конструкція нової муфти наведена на рис. 1, вона містить ведучу напівмуфту 1, до якої одними зі своїх кінців прикріплені канати 2, що іншими кінцями сполучені з осями 3 роликів 4. Ролики мають можливість взаємодії з виступами профільного отвору веденої напівмуфти 6. У режимі усталеного руху ролики контактують з виступами в одній точці M , що розташована на їх радіальній поверхні. У випадку перевантаження натяг канатів збільшується і вони переміщують ролики по радіальній поверхні виступів до центра муфти O . Перескочивши виступи, ролики рухаються пологими поверхнями 7 профільного отвору до контакту з наступними виступами, забезпечуючи пробуксовку муфти та уникнення завдяки цьому перевантажень приводу.

Для оцінки на першому етапі впливу конструктивних та експлуатаційних параметрів муфти на її характеристики розглянемо розрахункову схему муфти в момент, коли ролики, контактуючи з виступами зовнішньої напівмуфти, знаходяться відносно неї в нерухомому стані, тобто спричиняючи її обертання в усталеному режимі (рис. 2). З боку виступу веденої напівмуфти на ролик діє сила N нормальної реакції, що створює обертальний момент на веденій напівмуфті. Натяг канатів силою F_H забезпечує відцентрова сила F_G .

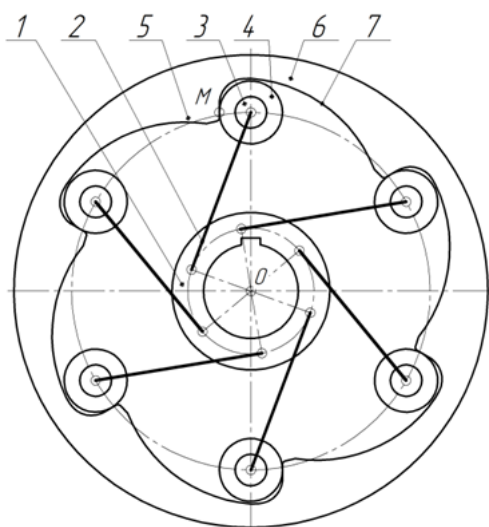


Рис. 1. Будова муфти

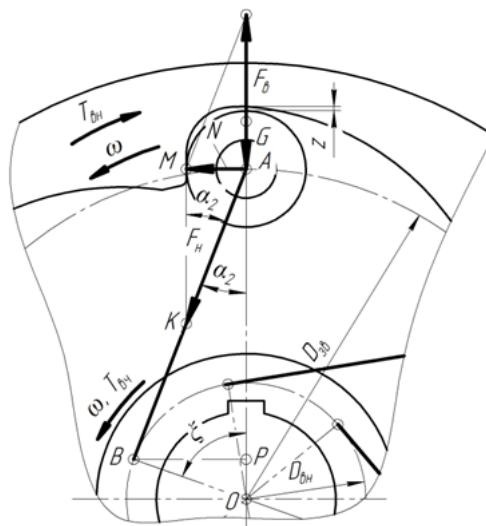


Рис. 2. Розрахункова схема муфти

Момент, що здатна передавати муфта із z роликів масою m_p в усталеному робочому режимі без урахування ваги ролика, становить:

$$T = 0,5zF_G \operatorname{tg} \alpha_2 D_{36} = \frac{0,25zm_p \omega^2 D_{36}^2 D_{6H} \sin \xi}{D_{36} - D_{6H} \cos \xi} = \frac{0,25zm_p \omega^2 D_{36}^2 \psi_D \sin \xi}{\psi_D - \cos \xi}, \quad (1)$$

де D_{36} – діаметр розташування центрів роликів;

D_{6H} – діаметр закріплення кінців канатів на внутрішній напівмуфті;

ξ – кут монтажного зміщення роликів;

$\psi_D = \frac{D_{36}}{D_{6H}}$ – коефіцієнт діаметра напівмуфт.

Муфта почне спрацьовувати (рис. 3) у випадку виконання нерівності (2), яка записана без урахування ваги ролика G :

$$F_H \geq \frac{F_G + F_{кч} + F_{кв}}{\cos \alpha_2}, \quad (2)$$

де $F_{кч}$ – сила опору коченню ролика по поверхні профільного виступу, зведена до центра A ролика;

$F_{кв}$ – сила опору ковзанню ролика на його осі, зведена до центра A ролика.

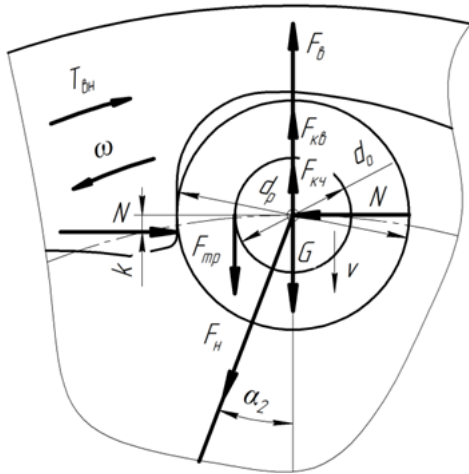


Рис. 3. Розрахункова схема ролика за можливості його обертання на осі

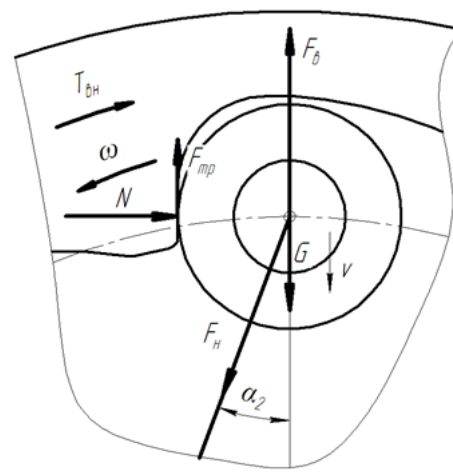


Рис. 4. Розрахункова схема ролика за неможливості його обертання на осі

Сила натягу каната F_H пов'язана з моментом T , що його передає муфта з тангенціальним розташуванням канатів відомим співвідношенням [5], підставивши у яке відомі рівності для обчислення складових $F_{кч}$ та $F_{кв}$, а також формулу (2), отримали формулу для моменту, за якого муфта почне спрацьовувати за умови можливості обертання ролика на своїй осі:

$$T_{сн} = \frac{z m_{\kappa} \omega^2 D_{36}^2 D_{6H} \sin \xi \left[1 + \frac{D_{6H} \sin \xi (2k + f d_o)}{d_p (D_{36} - D_{6H} \cos \xi)} \right] \sqrt{1 + \left(\frac{D_{6H} \sin \xi}{D_{36} - D_{6H} \cos \xi} \right)^2}}{8 \sqrt{0,25(D_{36}^2 + D_{6H}^2) - 0,5 D_{36} D_{6H} \cos \xi}} =$$

$$= \frac{z m_{\kappa} \omega^2 D_{36}^2 \psi_D \sin \xi \left[1 + \frac{\psi_D \sin \xi (2k + f d_o)}{d_p (\psi_D - \cos \xi)} \right] \sqrt{1 + \left(\frac{\sin \xi}{\psi_D - \cos \xi} \right)^2}}{8 \sqrt{0,25(\psi_D^2 + 1) - 0,5 \psi_D \cos \xi}} \quad (3)$$

Відповідно, коефіцієнт точності спрацьовування муфти [6] у випадку можливості обертання роликів на своїх осях становитиме:

$$\gamma_m = \frac{T_{снmax}}{T_{снmin}} = \frac{1 + \frac{D_{6H} \sin \xi (2k_m + f_m d_o)}{d_p (D_{36} - D_{6H} \cos \xi)}}{1 + \frac{D_{6H} \sin \xi (2k_n + f_n d_o)}{d_p (D_{36} - D_{6H} \cos \xi)}} = \frac{1 + \frac{\psi_D \sin \xi (2k_m + f_m d_o)}{d_p (\psi_D - \cos \xi)}}{1 + \frac{\psi_D \sin \xi (2k_n + f_n d_o)}{d_p (\psi_D - \cos \xi)}}, \quad (4)$$

де k_m та k_n – відповідно найбільший на найменший коефіцієнт тертя кочення у sprzęженні ролика з веденою профільною напівмуфтою;

f_m та f_n – відповідно найбільший на найменший коефіцієнт тертя ковзання у sprzęженні ролика з його віссю;

d_o – діаметр осі ролика;

d_p – діаметр ролика.

У випадку відсутності можливості обертання ролика на осі (рис. 4) (наприклад, у випадку його заклинювання на осі), формула (2) набуде вигляду (3), де враховано тільки опір $F_{мп} = fN$ ковзанню ролика по поверхні виступу профільного отвору веденої напівмуфти:

$$F_n \geq \frac{F_6 + F_{mp}}{\cos \alpha_2}. \quad (5)$$

У такому випадку порушення працездатності формула для моменту спрацювання муфти матиме вигляд:

$$T_{cn3} = \frac{zm_k \omega^2 D_{36}^2 D_{6H} \sin \xi \left[1 + f \frac{D_{6H} \sin \xi}{D_{36} - D_{6H} \cos \xi} \right] \sqrt{1 + \left(\frac{D_{6H} \sin \xi}{D_{36} - D_{6H} \cos \xi} \right)^2}}{8\sqrt{0,25(D_{36}^2 + D_{6H}^2) - 0,5D_{36}D_{6H} \cos \xi}} =$$

$$= \frac{zm_k \omega^2 D_{36}^2 \psi_D \sin \xi \left[1 + f \frac{\psi_D \sin \xi}{\psi_D - \cos \xi} \right] \sqrt{1 + \left(\frac{\sin \xi}{\psi_D - \cos \xi} \right)^2}}{8\sqrt{0,25(\psi_D^2 + 1) - 0,5\psi_D \cos \xi}}. \quad (6)$$

У випадку заклинювання роликів коефіцієнт точності становитиме:

$$\gamma_{m3} = \frac{T_{cn3max}}{T_{cn3min}} = \frac{1 + f_m \frac{D_{6H} \sin \xi}{D_{36} - D_{6H} \cos \xi}}{1 + f_n \frac{D_{6H} \sin \xi}{D_{36} - D_{6H} \cos \xi}} = \frac{1 + f_m \frac{\psi_D \sin \xi}{\psi_D - \cos \xi}}{1 + f_n \frac{\psi_D \sin \xi}{\psi_D - \cos \xi}}. \quad (7)$$

Коефіцієнт перевищення номінального моменту обчислюють за такою формулою [7]:

$$k_{cn} = \frac{T_{cn}}{T}. \quad (8)$$

На наступному етапі вивчали вплив конструктивних параметрів муфти на її характеристики. Чисельне моделювання виконували для муфти з такими вихідними даними: $D_{36} = 113,5$ мм, $d_p = 20$ мм, $d_o = 10$ мм, $m_p = 0,110$ кг, довжина ролика $l_p = 30$ мм, $k_m = 0,002$, $k_n = 0,001$, $f_m = 0,15$, $f_n = 0,05$, кут монтажного зміщення роликів приймали $\xi = 65^\circ$.

Оцінювали вплив коефіцієнта діаметра напівмуфт ψ_D , який змінювали в діапазоні 1,5...5,5 за рахунок зміни D_{6H} . Результати моделювання зміни номінального моменту муфти T , моменту спрацювання T_{cn} та коефіцієнтів точності γ_m і перевищення номінального моменту k_{cn} представлені на рис. 5 та рис. 6.

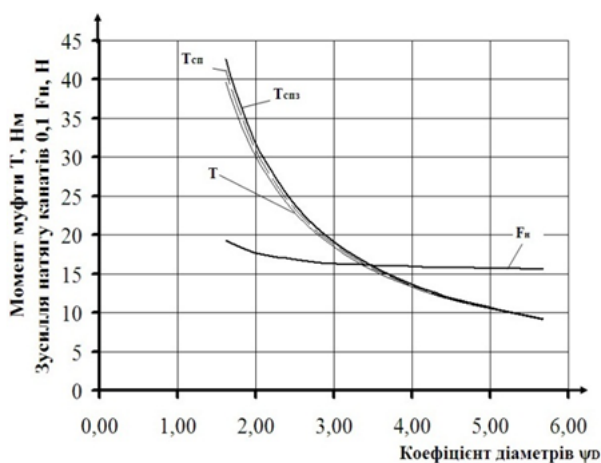


Рис. 5. Залежність моментів муфти від коефіцієнта діаметра напівмуфт

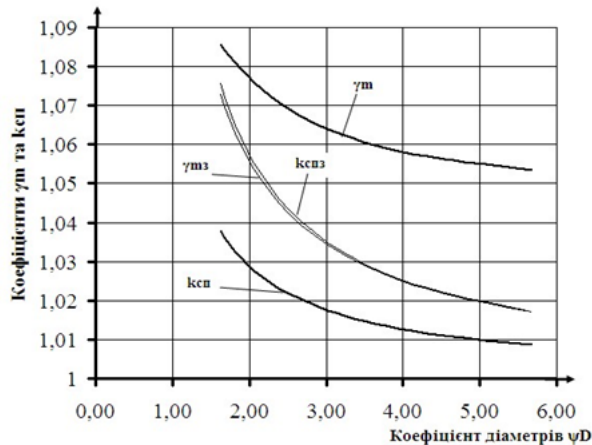


Рис. 6. Залежність коефіцієнтів точності та перевищення номінального моменту від коефіцієнта діаметра напівмуфт

Графіки, представлені на рис. 5 та рис. 6, свідчать, що збільшення коефіцієнта діаметра напівмуфт ψ_D при інших рівних параметрах призводить до зниження навантажу-

TECHNICAL SCIENCES AND TECHNOLOGIES

вальної здатності муфти та, відповідно, натягу канатів F_n . Так, у разі збільшення коефіцієнта діаметра ψ_D у 2,5 разу (з 2 до 5) навантажувальна здатність (момент T) муфти знижується в 3 рази (з 30 до 10 Нм). Точність спрацьовування муфти у разі збільшення коефіцієнта ψ_D збільшується незначно. Так, його збільшення з 2 до 5 викликає зниження коефіцієнта точності γ_m на 1,9 % (з 1,075 до 1,055). Аналогічно незначний вплив зміна коефіцієнта діаметра ψ_D має на коефіцієнт перевищення номінального моменту k_{cn} – він знижується з 1,03 до 1,01 (на 2,0 %).

Далі вивчали вплив на характеристики муфти коефіцієнта діаметра осі ролика, що являє собою відношення діаметра ролика до діаметра осі $\psi_{po} = \frac{d_p}{d_o}$, який змінювали в діапазоні 1,25...5,00 за рахунок зміни діаметра осі d_o , інші параметри муфти залишали без зміни. Результати моделювання наведено на рис. 7 та рис. 8.

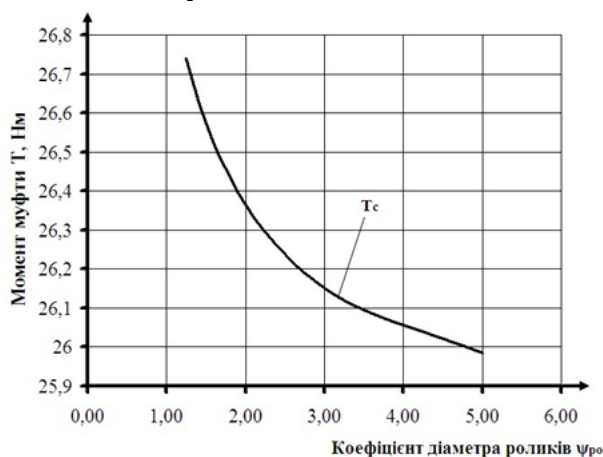


Рис. 7. Залежність моменту спрацьовування муфти від коефіцієнта діаметра осі ролика

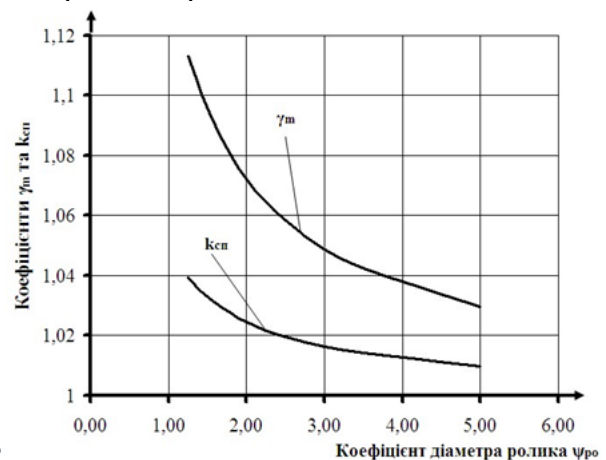


Рис. 8. Залежність коефіцієнтів точності та перевищення номінального моменту від коефіцієнта діаметра осі ролика

Графіки, представлені на рис. 7 та рис. 8, свідчать, що збільшення коефіцієнта діаметра осі ψ_{po} з 1,25 до 5,00 призводить до несуттєвого зниження моменту спрацьовування T_{cn} – з 26,74 до 25,98 Нм (на 3,0 %). При цьому точність муфти збільшується, оскільки коефіцієнт точності γ_m знижується з 1,11 до 1,03 (на 7,8 %), а коефіцієнт перевищення номінального моменту k_{cn} знижується з 1,04 до 1,01 (на 3,0 %). З огляду на результати моделювання для практичного конструювання можна рекомендувати приймати діаметр осі d_o мінімально можливим з умов міцності.

Якість догляду за муфтою в експлуатації, а саме якість її мащення та очищення від забруднень може стати причиною зміни параметрів, на які має вплив коефіцієнт тертя ковзання f . Графіки, представлені на рис. 9 та рис. 10, ілюструють вплив зміни коефіцієнта тертя ковзання на момент та точність спрацьовування.

Представлені на них результати зайвий раз ілюструють важливість догляду за конструкціями, робота яких залежить від коефіцієнта тертя. Хоча збільшення коефіцієнта тертя f з 0,1 до 0,4 призводить до збільшення моменту спрацьовування муфти лише з T_{cn} з 26,36 до 28,26 Нм (на 7,2 %). Оскільки момент муфти T від коефіцієнта тертя не залежить, то у разі його збільшення зростає коефіцієнт перевищення номінального моменту k_{cn} , який за описаних умов також збільшується.

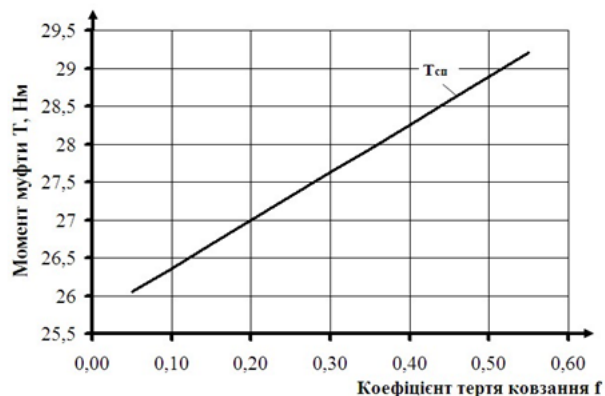


Рис. 9. Залежність моменту спрацьовування муфти від коефіцієнта тертя ковзання

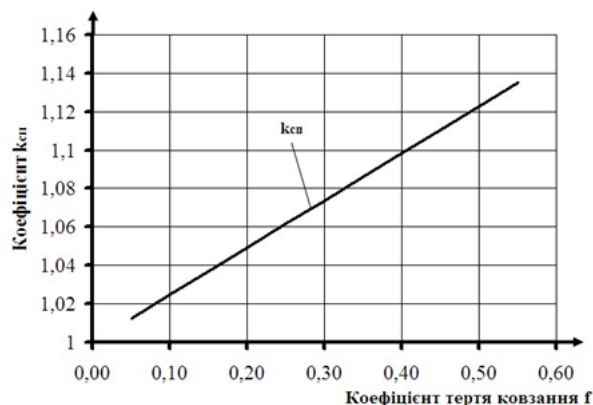


Рис. 10. Залежність коефіцієнта перевищення номінального моменту від коефіцієнта тертя ковзання

У випадку заклинювання роликів на своїх осях, що також може статися у процесі експлуатації, показники муфти також змінюватимуться, що ілюструється рис. 5 та рис. 6. Наприклад, при коефіцієнті діаметра модельної муфти $\psi_D = 2,27$ у випадку заклинювання її роликів момент спрацьовування муфти T_{cnz} збільшується до 26,99 Нм, або на 2,4 % у порівнянні з моментом спрацьовування $T_{cn} = 26,36$ Нм справної муфти. Відповідно, коефіцієнт перевищення номінального моменту k_{cnz} для муфти із заклиненними роликами становить 1,05, а для справної муфти $k_{cn} = 1,02$ (різниця 2,9 %). Проте точність спрацьовування муфти із заклиненними роликами незначно збільшується, коефіцієнт точності γ_m для муфти з обертовими роликами становить 1,07, для муфти із заклиненними роликами $\gamma_{mz} = 1,05$ (різниця 1,9 %). З виконаного аналізу можна зробити висновок про нечутливість муфти до заклинювання роликів у сенсі зміни її характеристик, хоча муфта з обертовими роликами повинна мати більший ресурс.

У результаті виконаних досліджень можна зробити такі висновки:

1. Встановлено, що запропонована конструкція відцентрової запобіжної роликів профільної муфти має високу точність спрацьовування, на яку незначно впливають конструктивні параметри. Зі збільшенням коефіцієнта діаметра напівмуфт точність спрацьовування муфти дещо зростає.

2. Доведено, що беручи до уваги збільшення точності муфти та зниження моменту спрацьовування необхідно приймати діаметр осі ролика мінімально допустимим з умови забезпечення її міцності.

3. Показано, що муфта може мати достатньо стабільні параметри у процесі експлуатації, оскільки вона малочутлива до зміни коефіцієнта тертя ковзання у спряженнях її елементів – його збільшення в 4 рази призводить до збільшення моменту спрацьовування муфти на 7,0 %.

4. За неможливості обертання роликів на своїх осях (наприклад, у випадку їх заклинювання) муфта зберігає свою навантажувальну здатність, проте момент її спрацьовування збільшується на 2,4 %, що також підтверджує її високі експлуатаційні показники.

Список використаних джерел

1. Деталі машин. Розрахунок та конструювання : підручник / Г. В. Архангельський, М. С. Воробйов, О. І. Дубинець та ін. – К. : Талком, 2014. – 684 с.
2. Кулькові механізми вільного ходу : монографія / В. О. Малащенко, П. М. Гащук, О. І. Сороківський, В. В. Малащенко. – Львів : Новий Світ-2000, 2012. – 212 с.
3. Khainar S. S. Design development, testing and analysis of torque limiter for overload protection / S. S. Khainar and S. N. Shelke // International journal of innovation in engineering research management. – 2014. – Vol. 01, Issue 05. – Pp. 1–5.

TECHNICAL SCIENCES AND TECHNOLOGIES

4. Лёзин Д. Л. Исследование упругих и упруго-предохранительных профильных муфт : автореф. дис. ... канд. техн. наук : спец. 05.02.02 «Машиноведение и детали машин» / Д. Л. Лёзин. – М., 1974. – 14 с.
5. Проценко В. О. Геометричні та силові параметри муфти з торцевою установкою канатів тангенціального розташування / В. О. Проценко, В. О. Настасенко, О. Ю. Клементьєва // Підйомно-транспортна техніка : науково-технічний та виробничий журнал. – 2015. – № 4. – С. 53–59.
6. Есипенко Я. И. Муфты повышенной точности ограничения нагрузки / Я. И. Есипенко, А. З. Паламаренко, М. К. Афанасьев. – К. : Техніка, 1972. – 168 с.
7. Кіндрацький Б. І. Алгоритм і оптимізаційна математична модель багатокритеріального структурно-параметричного синтезу запобіжних муфт / Б. І. Кіндрацький, О. О. Шпак // Вісник Нац. ун-ту «Львівська політехніка». – 2008. – № 613. – С. 126–132.

References

1. Arkhanshelskyi, H.V., Vorobiov, M.S., Dubynets, O.I. et al. (2014). *Detali mashyn. Rozrakhunok ta konstruiuvannia [Parts of machines. Calculation and design]*. Kyiv: Talkom (in Ukrainian).
2. Malashchenko, V.O., Hashchuk, P.M., Sorokivskyi, O.I., Malashchenko., V.V. (2012). *Kulkovi mekhanizmy vilnoho khodu [Ball free running mechanisms]*. Lviv: Novyi Svit-2000 (in Ukrainian).
3. Khainar, S.S. and Shelke, S.N. (2014). Design development, testing and analysis of torque limiter for overload protection. *International journal of innovation in engineering research management*, vol. 01, issue 05, pp. 1–5.
4. Lezin, D.L. (1974). Issledovanie uprugikh i uprugopredokhranitelnykh profilnykh muft [Researching of elastic and elastic-profile safety couplings]. *Extended abstract of Candidate's thesis*. Moscow (in Russian).
5. Protsenko, V.O., Nastasenko, V.O., Klementieva, O.Yu. (2015). Heometrychni ta sylovi parametry mufty z tortsevoiu ustanovkoiu kanativ tanhentsialnoho roztashuvannia [Geometric and power settings couplings with face installation tangential located ropes]. *Pidiomno-transportna tekhnika – Handling Machinery*, no. 4, pp. 53–59 (in Ukrainian).
6. Esipenko, Ia.I., Palamarenko, A.Z., Afanasev, M.K. (1972). *Mufty povyshennoi tochnosti ogranicheniia nagruzki [Clutches with increasing load limiting accuracy]*. Kyiv: Tekhnika (in Russian).
7. Kindratskyi, B.I., Shpak, O.O. (2008). Alhorytm i optymizatsiina matematychna model bahatokryterialnoho strukturno-parametrychnoho syntezu zapobizhnykh muft [Algorithm optimization and mathematical model of multi-parametric synthesis of structural safety couplings]. *Visn. Nats. un-tu «Lvivska politekhnika» – Bulletin of National University «Lvivska polytekhnika»*, no. 613, pp. 126–132 (in Ukrainian).

Проценко Владислав Александрович – кандидат технічних наук, доцент, доцент кафедри транспортних технологій, Херсонська державна морська академія (просп. Ушакова, 20, м. Херсон, 73000, Україна).

Проценко Владислав Александрович – кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры транспортных технологий, Херсонская государственная морская академия (просп. Ушакова, 20, г. Херсон, 73000, Украина).

Protsenko Vladyslav – PhD in Technical Sciences, Associate Professor, Associate Professor of Transport Technologies Department, Kherson State Maritime Academy (20 Ushakova Av., 73000 Kherson, Ukraine).

E-mail: eseu@ukr.net

ORCID: <http://orcid.org/0000-0002-3468-4952>