

УДК 621ф.825.5

DOI: 10.30977/BUL.2219-5548.2023.101.1.98

ХАРАКТЕРИСТИКА КУЛЬКОВОЇ ОБГІННО-ЗАПОБІЖНОЇ МУФТИ В РЕЖИМІ ПЕРЕВАНТАЖЕННЯ

Проценко В. О.¹, Малащенко В. О.², Щербак О. В.³

¹Херсонська державна морська академія

²Національний університет «Львівська політехніка»

³Харківський національний автомобільно-дорожній університет

***Анотація.** У статті розглянуто роботу елементів кулькової обгінно-запобіжної муфти в режимі перевантаження. Отримано вирази для розраховування геометричних та кінематичних параметрів муфти на основних етапах її спрацьовування. Здійснено аналіз силової взаємодії муфти на завершальному етапі її спрацьовування й отримано вираз для обчислення її моменту на цьому етапі. Отримані результати дозволяють здійснити моделювання характеристики муфти.*

***Ключові слова:** муфта вільного ходу, запобіжна муфта, перевантаження, привід, стартер.*

Вступ

Забезпечення високої навантажувальної здатності механізмів вільного ходу, зокрема елементів стартерних приводів, є джерелом підвищення енергоозброєності засобів транспорту та спеціальної техніки завдяки впровадженню більш потужних двигунів для забезпечення достатньої зручності експлуатації, зокрема запуску за низьких температур.

Аналіз публікацій

Сучасні механізми вільного ходу, зостосовані у стартерних приводах, засновані на використанні принципу передавання енергії через тертя. Згідно з сучасними дослідженнями, недоліками таких конструкцій є порівняно низька навантажувальна здатність, яка обмежується коефіцієнтами тертя, та значні зусилля притискання роликів до деталей механізмів [1–4].

Водночас застосований принцип дії дає можливість таким механізмам реалізовувати запобіжну функцію для захисту елементів приводу від перевантажень. Механізми, що працюють за принципом зачеплення, мають значно більшу навантажувальну здатність, але визначаються значними вільними ходами під час заклинювання, значною динамічністю в процесі спрацьовування завдяки застосуванню принципу храповика та достатньо низької безвідмовності.

Крім того, вищезазначені механізми храпового типу не здатні здійснювати запобіжні функції, що також є недоліком і визначає умови для створення комбінованих конструкцій.

Авторами розроблено та проаналізовано деякі параметри кількох варіантів обгінно-запобіжних муфт кулькового типу [4–6], що працюють за принципом зачеплення, де обгінна та запобіжна частини є взаємоінтегрованими

Мета та постановка завдання

Метою роботи є отримання аналітичних виразів залежності пружного моменту кулькової обгінно-запобіжної муфти від кута її закручування на всіх етапах спрацьовування в режимі перевантаження.

Для досягнення мети необхідно розглянути геометричні параметри муфти, визначити значення кутів закручування та моментів на основних етапах спрацьовування муфти – на початковому етапі, де відбувається збільшення пружного моменту та на завершальному етапі, на якому контакт кульок з пазами однієї з півмуфт розривається, роз'єднуючи кінематичний ланцюг, де встановлено муфту.

Виклад основного матеріалу

Конструкцію та роботу муфти проаналізовано в [6], тому тут лише зазначимо, що роботу муфти в запобіжному режимі можна поділити на два етапи (рис. 1) – початковий (геометричні та силові параметри цього режиму позначимо індексом «*b*»), за якого пази 1 зовнішньої півмуфти і 2 внутрішньої півмуфти знаходяться в зачепленні з кульками, але вони рухаються вздовж пазів, переміщуючи підпружинене кільце 3 і стискаючи його пружину, а центр кожної кульки на цьому етапі переміщується з точки *O* в точку *O*₁.

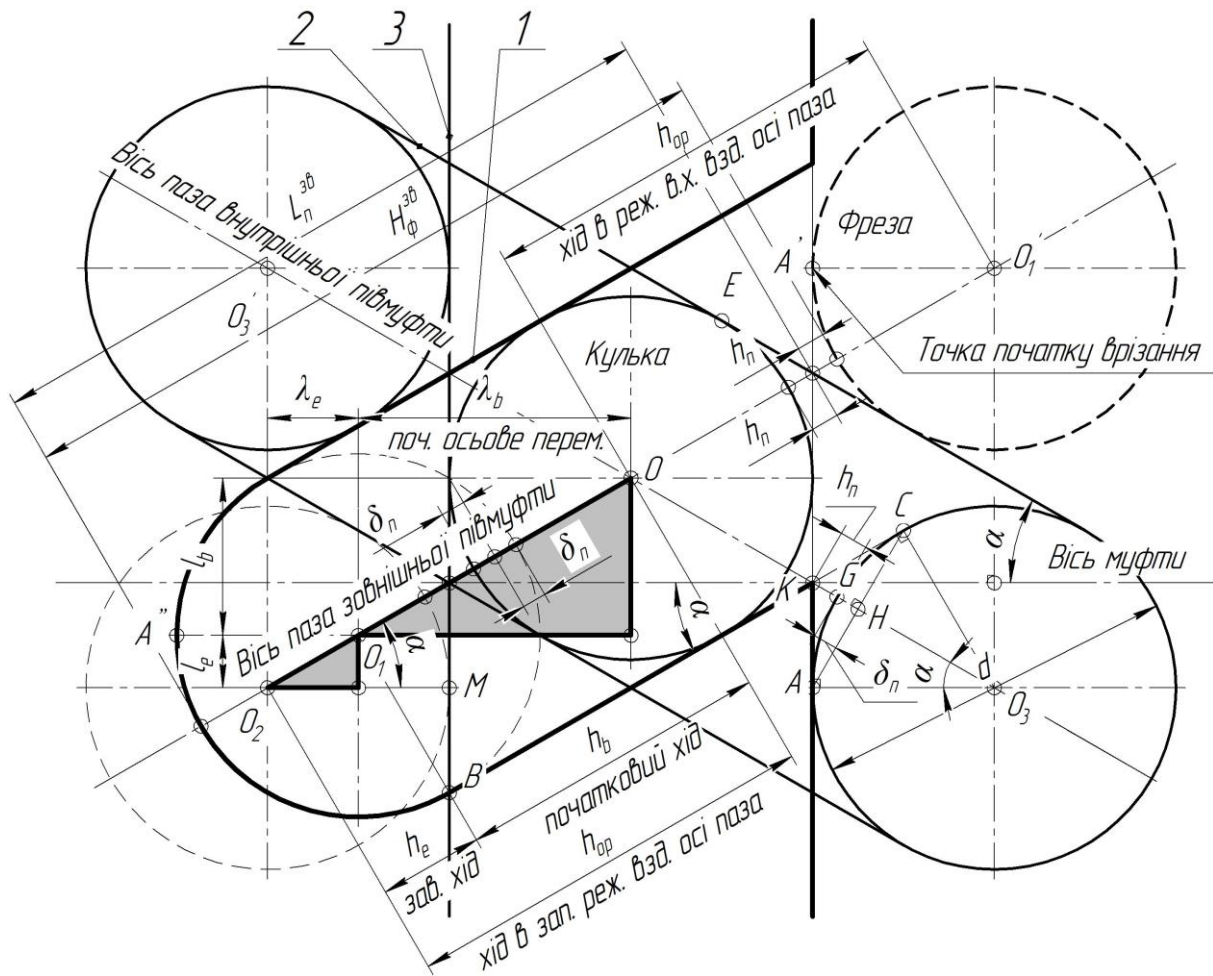


Рис. 1. Схема до розрахунку геометричних параметрів

На завершальному етапі (параметри цього режиму далі позначають індексом «е») кулька «перевалюється» крізь кромку *B* паза зовнішньої півмуфти 1 і виходить із зачеплення з ним, залишаючись у пазу 2 внутрішньої півмуфти.

Для внутрішньої півмуфти можна записати, що

$$KO_3 = \frac{O_3A}{\cos \alpha} = \frac{d}{2 \cos \alpha}; \quad (1)$$

$$h_n = KO_3 - GO_3 = \frac{d}{2} \left[\frac{1 - \cos \alpha}{\cos \alpha} \right]; \quad (2)$$

$$\delta_n = GH = \frac{d}{2} [1 - \cos \alpha], \quad (3)$$

де α – кут нахилу пазів до осі муфти; d – діаметр кульки.

Отже, мінімальна довжина паза внутрішньої півмуфти вздовж його осі та хід фрези під час оброблення паза становитимуть:

$$L_{n \min}^{en} = 3d + 4h_n = d \left[1 + \frac{2}{\cos \alpha} \right]; \quad (4)$$

$$H_{\phi}^{en} = O_3O_3' = L_n^{en} - d = \frac{2d}{\cos \alpha}. \quad (5)$$

Для зовнішньої півмуфти 1 хід фрези становитиме:

$$H_{\phi}^{ze} = A'A'' = 2h_n + 2d - 2\delta_n = d \left[\frac{1 + \cos^2 \alpha}{\cos \alpha} \right]. \quad (6)$$

Довжина паза у зовнішній півмуфті

$$L_n^{ze} = H_{\phi}^{ze} - h_n. \quad (7)$$

Хід кульки в пазу та вздовж осі під час спрацьовування муфти (як в запобіжному режимі, так і в режимі вільного ходу) можна записати так:

$$h_{op} = h_b + h_e = d + 2h_n = \frac{d}{\cos \alpha}; \quad (8)$$

$$\lambda_{op} = \lambda_b + \lambda_e = h_{op} \cos \alpha = d. \quad (9)$$

Довжина дуги, що відповідає куту закручування та кут закручування муфти під час спрацьовування становитимуть:

$$l_{op} = l_b + l_e = h_{op} \sin \alpha = dtg \alpha; \quad (10)$$

$$\varphi_{op} = \varphi_b + \varphi_e = \frac{2l_{op}}{D} = \frac{2d}{D} tg \alpha, \quad (11)$$

де D – діаметр розташування центрів кульок.

Для початкового етапу спрацьовування маємо відповідні переміщення кульки та кут закручування муфти:

$$\lambda_b = 0,5d(1 + \sin \alpha); \quad (12)$$

$$h_b = \frac{\lambda_b}{\cos \alpha} = \frac{d(1 + \sin \alpha)}{2 \cos \alpha}; \quad (13)$$

$$l_b = \lambda_b tg \alpha = 0,5d(1 + \sin \alpha) tg \alpha; \quad (14)$$

$$\varphi_b = \frac{2l_b}{D} = \frac{d}{D} (1 + \sin \alpha) tg \alpha. \quad (15)$$

Момент муфти на початковому етапі становить [6]:

$$\begin{aligned} T_{bi} &= \frac{D(F_{sp} + C_{sp} \lambda_i)}{4tg \alpha} \times \\ &\times \left(f \left[ctg \alpha + \frac{F_{\omega}}{(F_{sp} + C_{sp} \lambda_i)} + 2tg \alpha \right] + 1 \right) = \\ &= \frac{D(F_{sp} + C_{sp} \frac{\varphi_i D}{2tg \alpha})}{4tg \alpha} \times \\ &\times \left(f \left[ctg \alpha + \frac{z m_b \omega^2 D}{(F_{sp} + C_{sp} \frac{\varphi_i D}{2tg \alpha})} + 2tg \alpha \right] + 1 \right), \end{aligned} \quad (16)$$

де z – кількість кульок у муфті; m_b – маса кульки; f – коефіцієнт тертя між кульками та пазами; $F_{\omega} = m_b \omega^2 D$ – відцентрова сила; ω – кутова швидкість муфти; F_{sp} – сила початкового тиску пружини в складеній муфті; C_{sp} – жорсткість пружини.

Отримані результати дозволяють змоделювати характеристику муфти на початковому етапі її спрацьовування.

Для геометричних та кінематичних параметрів муфти на завершальному етапі спрацьовування дійсними є такі співвідношення:

$$\lambda_e = \lambda_{op} - \lambda_b = 0,5d(1 - \sin \alpha). \quad (17)$$

$$h_e = \frac{\lambda_e}{\cos \alpha} = \frac{d(1 - \sin \alpha)}{2 \cos \alpha}; \quad (18)$$

$$l_e = \lambda_e tg \alpha = 0,5d(1 - \sin \alpha) tg \alpha; \quad (19)$$

$$\varphi_e = \frac{2l_e}{D} = \frac{d}{D} (1 - \sin \alpha) tg \alpha. \quad (20)$$

Для отримання виразу для обертового моменту муфти на завершальному етапі спрацьовування розглянемо схему силової взаємодії її елементів (рис. 2):

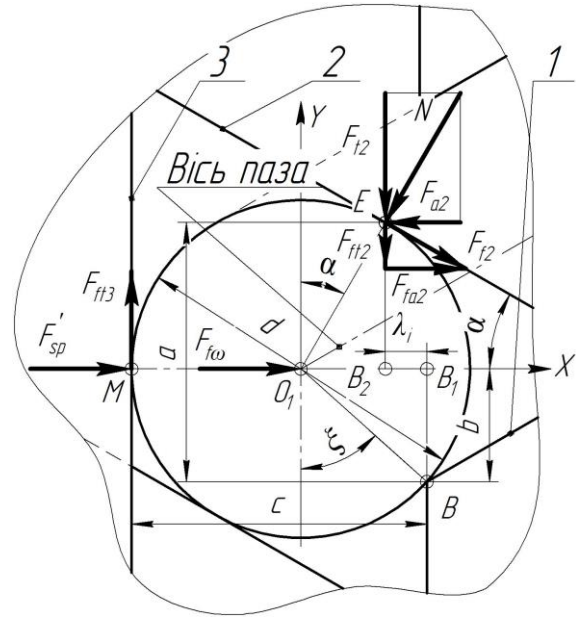


Рис. 2. Схема до визначення моменту муфти на завершальному етапі спрацьовування

Кулька на цьому етапі рухається під дією нормальної сили тиску N з боку паза 1 внутрішньої півмуфти, колова складова якої F_{12} створює власне пружинний момент муфти. Підпружинене кільце 3 тисне на кульку силою F_{sp}' , створюючи відновлювальний момент. Завадити «перекиданню» кульки крізь кромку B намагаються також сили тертя F_{f12} , F_{fa2} , F_{f13} , F_{fw} .

Для отримання виразу залежності моменту муфти від кута її закручування на завершальному етапі спрацьовування утворюємо рівняння моментів щодо точки B та визначаємо колову силу F_{12} :

$$F_{12} = \frac{F_{sp}'(b + fc) + fF_{\omega}b}{\lambda_i(1 + ftg \alpha) + a(tg \alpha - f)}, \quad (21)$$

де $F_{spi}' = F_{spi} / z$ – частина осьової сили пружини, що діє на одну кульку; a , b , c – плечі дії сил; λ_i – поточне значення переміщення кульки вздовж осі муфти.

Тоді момент муфти на завершальному етапі спрацьовування обчислюватиметься за виразом

$$T_{ei} = zF_{i2} \frac{D}{2} = \frac{0,5D \left[\{F_{sp} + C_{sp}(\lambda_b + \lambda_i)\}(b + fc) + zF_{\omega}b \right]}{\lambda_i(1 + f\alpha) + a(\alpha - f)}. \quad (22)$$

Відповідні відстані визначатимуться так:

$$c = MO_1 + O_1B_2 + B_2B_1 = 0,5d + 0,5d \sin \alpha + \lambda_i = 0,5d(1 + \sin \alpha) + \lambda_i; \quad (23)$$

$$\sin \xi = \frac{O_1B_1}{O_1B} = \frac{0,5d \sin \alpha + \lambda_i}{0,5d} = \sin \alpha + 2 \frac{\lambda_i}{d}; \quad (24)$$

$$a = O_1E \cos \alpha + O_1B \cos \xi = 0,5d \left[\cos \alpha + \sqrt{1 - \left[\sin \alpha + 2 \frac{\lambda_i}{d} \right]^2} \right]; \quad (25)$$

$$b = BB_1 = O_1B \cos \xi = 0,5d \cos \xi = 0,5d \sqrt{1 - \left[\sin \alpha + 2 \frac{\lambda_i}{d} \right]^2}; \quad (26)$$

$$\lambda_i = (\varphi_i - \varphi_b) \frac{D}{2 \operatorname{tg} \alpha}. \quad (27)$$

Таким чином, момент муфти за кутів закручування $\varphi_i = 0 \dots \varphi_b$ визначається за виразом (15), якщо кути закручування $\varphi_i = \varphi_b \dots \varphi_{op}$, то за виразом (22).

Після виходу кульок із зачеплення з пазами 1 зовнішньої півмуфти вони переміщуюватимуться затисненими між торцями кільця 3 та зовнішньої півмуфти, одночасно ковзаючи вздовж її внутрішньої циліндричної поверхні, притиснуті до неї відцентровою силою. Під час кочення кульок вздовж торців момент на холостому ходу муфти становитиме

$$T_{idl} = D \left(\left[F_{sp} + C_{sp} \lambda_{op} \right] \frac{k}{d} + 0,5zF_{\omega} \right), \quad (28)$$

де $k = 0,0015$ мм – коефіцієнт тертя кочення для загартованих сталевих деталей.

Момент T_{idl} навантажуватиме валопровід з обгінно-запобіжною муфтою до початку входу кульок до інших пазів зовнішньої пів-

муфти, що потребує аналізу силової взаємодії елементів муфти на цьому етапі.

З метою ілюстрації отриманих результатів ми здійснили розрахунки для муфти з такими параметрами: діаметр розташування центрів кульок – $D = 60$ мм, діаметр кульок – $d = 9,525$ мм (від стандартного підшипника 303), кількість кульок – $z = 6$, кут нахилу пазів до осі муфти – $\alpha = 30^\circ$, частота обертання муфти – $n = 1500$ об/хв, коефіцієнти тертя – $f = 0,1$, початкове зусилля тиску пружини – $F_{sp} = 50$ Н, жорсткість пружини – $C_{sp} = 20$ Н/мм.

На рис. 3 наведено побудовану за отриманими залежностями характеристику муфти, де позначено перехід від початкового до завершального етапу її спрацьовування.

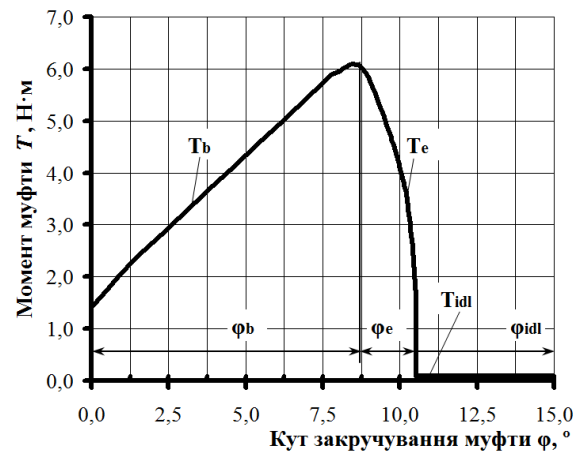


Рис. 3. Характеристика муфти

Отримані результати можна використувати для дослідження динамічних процесів у стартерних приводах.

Висновки

У статті розглянуто силову взаємодію елементів кулькової обгінно-запобіжної муфти під час роботи в режимі перевантаження.

Отримано вирази для розрахування геометричних та кінематичних параметрів муфти на двох етапах її спрацьовування: на початковому, коли зберігається зачеплення пазів у півмуфтах з кульками, та на завершальному, коли кулька виходить із зачеплення з пазом зовнішньої півмуфти.

Розглянуто силову взаємодію елементів муфти на завершальному етапі її спрацьовування та отримано вираз для обчислення її моменту на цьому етапі.

Отримані результати, як і інші дослідження авторів, є джерелом інформації для моделювання динамічних процесів у приводах з кульковими обгінно-запобіжними муфтами.

Література

1. Concept of a new overrunning clutch with the characteristic of reverse force transfer at high speed / Zhao H, Wang B, Zhang G, Li J. *Engineering Reports*. 2021. № 3. P. 1–17. <https://doi.org/10.1002/eng2.12415>.
2. Design and Test of a New Type of Overrunning Clutch / Xue Y., Wang Z., Chen D., Tao S. *Machines*. 2022. № 10, P. 1–13. <https://doi.org/10.3390/machines10121188>.
3. Wang, P., Li P. K., Kong, L. L. Research on comparison of bidirectional engaging characteristic of a novel type separable-control overrunning clutch. *Appl. Mech. Mater.* 2014. 556. 1367–1371. <https://www.scientific.net/AMM.556-562.1367>.
4. Force parameters and operating characteristics of safety-overrunning ball-type clutch / Malashchenko V., Protsenko V., Klysz S., Nastasenکو V. *Diagnostyka*. 2021. № 22(3). P. 43–50. <https://doi.org/10.29354/diag/140000>.
5. Safety-overrunning ball-type clutch parts contact interaction features / Protsenko V., Malashchenko V., Klysz S., Avramenko O. *Ukrainian Journal of Mechanical Engineering and Material Science*. 2022. Vol. 8. № 1. P. 38–43. <https://doi.org/10.23939/>.
6. Load capacity and design parameters of ball-type safety / Protsenko V., Malashchenko V., Klysz S., Nastasenکو V. *Diagnostyka*. 2022. № 23(4). P. 1–8. <https://doi.org/10.29354/diag/155837>.

References

1. Concept of a new overrunning clutch with the characteristic of reverse force transfer at high speed / Zhao H, Wang B, Zhang G, Li J. *Engineering Reports*. 2021. № 3. P. 1–17. <https://doi.org/10.1002/eng2.12415>.
2. Design and Test of a New Type of Overrunning Clutch / Xue Y., Wang Z., Chen D., Tao S. *Machines*. 2022. № 10, P. 1–13. <https://doi.org/10.3390/machines10121188>.
3. Wang, P., Li P. K., Kong, L. L. Research on comparison of bidirectional engaging characteristic of a novel type separable-control overrunning clutch. *Appl. Mech. Mater.* 2014. 556. 1367–1371. <https://www.scientific.net/AMM.556-562.1367>.
4. Force parameters and operating characteristics of safety-overrunning ball-type clutch / Malashchenko V., Protsenko V., Klysz S., Nastasenکو V. *Diagnostyka*. 2021. № 22(3). P. 43–50. <https://doi.org/10.29354/diag/140000>.
5. Safety-overrunning ball-type clutch parts contact interaction features / Protsenko V., Malashchenko V., Klysz S., Avramenko O.

Ukrainian Journal of Mechanical Engineering and Material Science. 2022. Vol. 8. № 1. P. 38–43. <https://doi.org/10.23939/>.

6. Load capacity and design parameters of ball-type safety / Protsenko V., Malashchenko V., Klysz S., Nastasenکو V. *Diagnostyka*. 2022. № 23(4). P. 1–8. <https://doi.org/10.29354/diag/155837>.

Проценко Владислав Олександрович¹, д.т.н., проф. каф. транспортних технологій та механічної інженерії, тел. +38-050-494-74-72, 1904pvo@gmail.com;
Малашенко Володимир Олександрович², д.т.н., проф. каф. технічної механіки та динаміки машин, тел. +38-067-860-45-04, volod.malash@gmail.com;
Щербак Олег Віталійович³, к.т.н., доц. каф. будівельних і дорожніх машин, тел.: +38-096-452-09-63, olegcherbak@gmail.com.

¹Херсонська державна морська академія, просп. Ушакова, 20, м. Херсон, 73000, Україна,
²Національний університет «Львівська політехніка», вул. Ст. Бандери, 12, м. Львів, 79013, Україна,

³Харківський національний автомобільно-дорожній університет, вул. Ярослава Мудрого, 25, м. Харків, 61000, Україна.

Characteristics of a safety-overrunning ball-type clutch in overload mode

Abstract. Problem. The article investigates the operation of a ball safety-overrunning clutch in the overload mode. It is shown that its operation occurs in two stages – the initial one, when the balls retain engagement with the grooves, and the final one, when the balls are disengaged from the grooves of the outer half-clutch. **Methodology.** By analyzing the geometry of the clutch, expressions for calculating the geometric and kinematic relationships between the parts of the clutch at both stages of its operation were obtained. **Results.** The obtained results also make it possible to perform technological calculations necessary for the manufacture of clutch parts with helical grooves – the length of the mill stroke and, accordingly, the technological time. **Originality.** Due to the analysis of the force interaction of the ball elements at the final stage of the clutch operation, the dependencies for determining the elastic moment of the clutch at this stage of operation were obtained. The expressions for calculating the geometric parameters necessary to calculate its elastic moment were also obtained, which allows its estimation at any design parameters of the clutch. **Practical value.** The results obtained, together with other studies by the authors, are the source of information for modeling dynamic processes in drives with ball overrunning safety clutches, in particular, they make it possible to determine the load in such drives taking into account transient processes. Promising areas for further research are the analysis of the force interaction of the clutch parts at the beginning of a new

cycle of its operation – the entry of the balls into engagement with the subsequent grooves of the outer half-clutch, as well as experimental studies of drives with the developed clutches.

Key words: *freewheel clutch, safety clutch, overload, driving, starter.*

Protsenko Vladyslav¹, Doct. of Science, Prof., Transport Technologies and Mechanical Engineering Department, tel. +38-050-494-74-72, 1904pvo@gmail.com;

Malashchenko Volodymyr², Doct. of Science, Prof., Technical Mechanics and Machine Dynamics De-

partment, tel. +38-067-860-45-04,

volod.malash@gmail.com;

Shcherbak Oleh³, PhD, Assoc. Prof. Department of Construction and Road-Building Machinery, tel.: +38-097-233-30-83, olegcherbak@gmail.com.

¹Kherson State Maritime Academy, 20, Ushakova ave., Kherson, 73000, Ukraine,

²Lviv Polytechnic National University, 32, St. Bandera str., Lviv, 79013, Ukraine,

³Kharkov National Automobile and Highway University, 25, Yaroslava Mudrogo str., Kharkiv, 61002, Ukraine.
