

## Удосконалення приводу механічного наддуву суднових дизелів застосуванням обгінно-запобіжної муфти

Проценко Владислав Олександрович<sup>1</sup>,  
Малашенко Володимир Олександрович<sup>2</sup>  
Херсонська державна морська академія<sup>1</sup>, Херсон, Україна  
Національний університет «Львівська політехніка»<sup>2</sup>, Львів, Україна  
eseu@ukr.net<sup>1</sup>, volod.malash@gmail.com<sup>2</sup>

## Marine diesels mechanical charging driving improvement through overrunning-safety clutch application

Vladyslav Protsenko<sup>1</sup>, Volodymyr Malashchenko<sup>2</sup>  
Kherson State Maritime Academy<sup>1</sup>, Kherson, Ukraine  
Lviv Polytechnic National University<sup>2</sup>, Lviv, Ukraine  
eseu@ukr.net<sup>1</sup>, volod.malash@gmail.com<sup>2</sup>

*Резюме – Запропоновано нову конструкцію кулькової обгінно-запобіжної муфти для приводів механічного наддуву суднових дизелів, що працює за принципом зачеплення, де обгінна та запобіжна частини муфти є конструктивно взаємно інтегрованими. Отримані вирази для обчислення номінального моменту муфти, моментів початку та кінця її спрацювання для оцінки основних експлуатаційних характеристик муфти.*

*Abstract – A new design of the safety-overrunning clutch for marine diesels mechanical charging driving, based on the principle of engagement is proposed, where the overrunning and safety parts of the clutch are mutually integrated. As a result of theoretical studies, expressions are obtained for calculating the nominal torque of the coupling, the torques of the beginning and end of its operation, on the basis of which the ratios for assessing the main operational characteristics of the coupling when operating in overload mode are obtained.*

DOI: 10.31653/1819-3293-2020-1-26-58-71

Дизелі, що мають механічний привід наддуву поширені на водно-му та залізничному транспорті, де необхідно при стрімкому зростанні навантаження швидко забезпечити достатній коефіцієнт надлишку повітря за рахунок примусового обертання ротора турбокомпресора від колінчастого валу. Прикладом можуть служити двотактні двигуни EMD 645, EMD 710G, що встановлюються на буксирні судна та залізничні локомотиви [1]. Ці дизелі мають можливість приводу ротора турбокомпресора від колінчастого валу. Від'єднання ротора від колінчастого валу при його розгоні енергією випускних газів виконується за рахунок застосування роликової обгінної муфти (рис. 1). Ця муфта сполучає два зубчасті колеса – 2, яке отримує енергію від колінчастого валу, та 5, що сполучене через проміжні шестерні з ротором турбокомпресора. Колесо 5 сполучене з обоймою 6 обгінної муфти, яка має можливість взаємодії через ролики 13 з півмуфтою 11 на якій виконано клиноподібні пази 15.

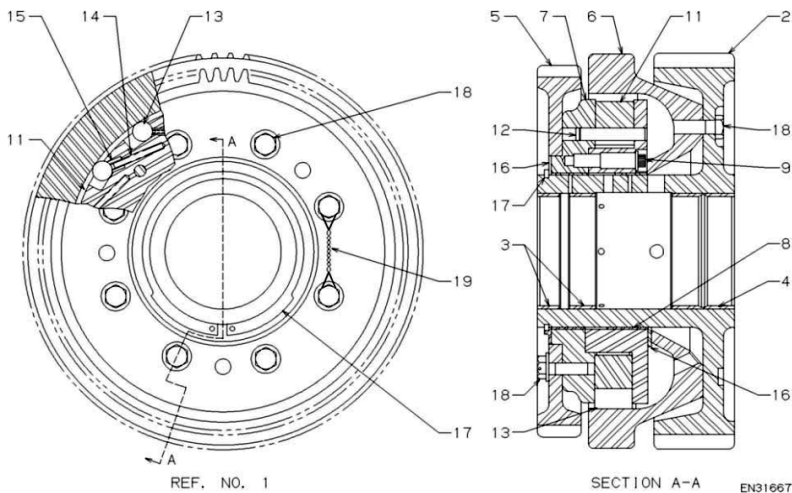


Рис. 1. Схема обгінної муфти дизеля EMD 710G

При обертанні колеса 2 та обойми 6 за годинниковою стрілкою ролики 13 заклинюються в клинових зазорах між отвором обойми 6 та пазами 15 і обертання від колінчастого валу передається на півмуфту 11 та колесо 5, примусово обертуючи через нього ротор турбокомпресора з достатньою для виконання наддуву частотою обертання. При набутті потоком відпрацьованих газів дизеля достатньої для ефектив-

ного наддуву енергії, ротор починає обертати через колесо 5 півмуфту 11 за годинниковою стрілкою швидше, ніж колінчастий вал обертає обойму 6. Ролики 13 при цьому витискаються у широку частину клинових зазорів і муфта починає працювати в режимі вільного ходу, забезпечуючи роз'єднання ротора турбокомпресора та колінчастого валу.

Недоліки описаної конструкції муфти [2 – 5]:

передавання навантаження відбувається за рахунок тертя несівних елементів півмуфти;

тертя роликів 13 і поверхнею обойми 6 при роботі муфти в режимі обгону (а це найбільш тривалий режим) забезпечує зношування їх робочих поверхонь. Через збільшення діаметра робочої поверхні обойми 6 та зменшення діаметра роликів 13 муфта з часом вичерпує можливість передавати навантаження за рахунок втрати здатності роликів до заклинювання у пазах зі збільшеним просвітлом;

відсутність можливості виконання такою конструкцією запобіжної функції, наприклад у випадку стопоріння ротора турбокомпресора.

Вказані недоліки, по-перше, створюють резерв для удосконалення конструкції муфти як власне обгінної за рахунок зменшення проявів тертя, по-друге, за рахунок створення обгінно-запобіжної конструкції муфти, що повинна мати невеликі габарити і перспективу вбудування в зубчасті колеса механізму розподілу.

Створення обгінно-запобіжних, конструкцій муфт часто йде фактично шляхом об'єднання двох муфт в одному корпусі, що приводить до суперпозиції не тільки їх переваг, а й недоліків. Зменшення кількості останніх досягається застосуванням нового принципу дії у муфтах вільного ходу – передачі моменту за рахунок зачеплення кульок і пазів півмуфт, що реалізовано у ряді вдалих конструкцій [5, 6], що апробовані на двигунах внутрішнього згорання. Хоча створення обгінно-запобіжних муфт, що працюють за принципом зачеплення також має резерв для розвитку за рахунок переходу від суто комбінованих конструкцій [6] до рішень, де обидві частини муфти інтегровані одна в одну [7], що може дати можливість для зменшення кількості деталей, габаритів, маси та вартості конструкції. Такий напрямок удосконалення муфт відповідає загальним тенденціям розвитку техніки та розширює горизонти для створення модульних конструкцій машин.

З огляду на викладене, *метою статті* є розроблення конструкції обгінно-запобіжної муфти невеликих радіальних габаритів, що працює за принципом зачеплення, в якій обгінна та запобіжна частини є взаємно інтегрованими, а також оцінка її основних силових параметрів та експлуатаційних характеристик [2 – 4].

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити завдання:

запропонувати конструкцію кулькової обгінно-запобіжної муфти, що працює за принципом зачеплення, де обгінна та запобіжна частини муфти є конструктивно взаємно інтегрованими;

виконати оцінку навантажувальної здатності муфти, отримати вирази для обчислення навантаження її елементів та обертового моменту, який вона здатна передати до спрацьовування запобіжної частини;

отримати співвідношення для максимального та мінімального моментів початку спрацьовування муфти, а також максимального моменту, що розвивається в процесі її спрацьовування в режимі перевантаження;

оцінити основні експлуатаційні характеристики муфти при роботі в режимі перевантаження – коефіцієнти перевищення номінального моменту, точності спрацьовування та чутливості.

Нова обгінно-запобіжна муфта [8] побудована на основі кулькових муфт вільного ходу, в яких обертальний момент передається за рахунок зачеплення обох півмуфт з кульками, що введені в протилежно нахилені на їх циліндричних поверхнях [5, 6]. Схема роботи та будови муфти показана на рис. 2 ... 6. Для спрощення муфта показана у виконанні для сполучення двох валів, для розглянутого вище випадку механічного приводу наддуву дизеля її півмуфта 1 повинна бути сполучена із зубчастим колесом 2 (див. рис. 1), а півмуфта 2 – з колесом 5 (див. рис. 2). Муфта працює наступним чином - при пуску ведучої півмуфти 1 (див. рис. 2 та 3) за годинниковою стрілкою (при погляді на торець А), кульки 6, переміщуються підтисненим пружиною 8 кільцем 7 по закритих пазах 5 і заштовхуються у відкриті пази 3 веденої півмуфти 2 (рухаючись справа-наліво до дна 10 пазів 3 (див. рис. 1)). Після заглиблення кульок 6 у пази 3 вони рухатимуться до периферії пазів 3 і 5 за рахунок тиску їх протилежно направлених бічних поверхонь, а півмуфти будуть при цьому повертатись як дві нарізеві деталі. Після досягнення кульками 6 упору в проміжне кільце 12, вони, переставши рухатись, тиснуть на бічні поверхні пазів 3 веденої півмуфти 2 та примушують її обертатись (див. рис. 4). При зупинці ведучої півмуфти 1, півмуфта 2 та сполучені з нею маси обертаються за інерцією, при цьому кульки 6 за рахунок протилежного напрямку пазів 3 та 5, переміщуючись у пазах 5 (зліва-направо), виштовхуватимуться з пазів 3 за рахунок їх протилежного нахилу, за межі торця 4, стискаючи через кільце 7 пружину 8 (див. рис. 2). За рахунок цього півмуфти 2 та 1 стануть кінематично роз'єднаними. Аналогічно муфта працюватиме при зміні напрямку обертання півмуфти 1, чи перевищення

швидкості веденої півмуфти 1 над швидкістю ведучої 2, реалізуючи обгінну функцію.

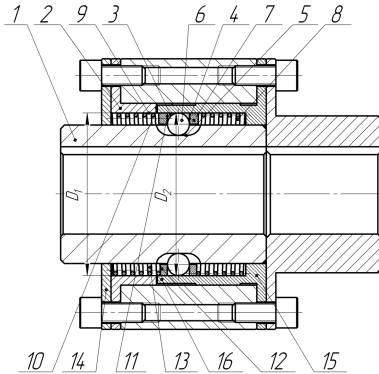


Рис. 2. Схема нової обгінно-запобіжної муфти

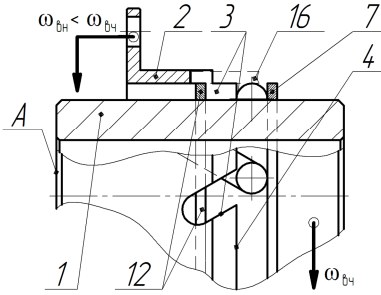


Рис. 3. Схема роботи муфти на початку сполучення півмуфт (показано основні деталі)  
 $\omega_{вн} < \omega_{вч}$

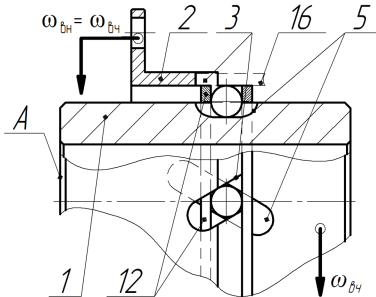


Рис. 4. Схема роботи муфти в усталеному режимі  
 $\omega_{вн} = \omega_{вч}$

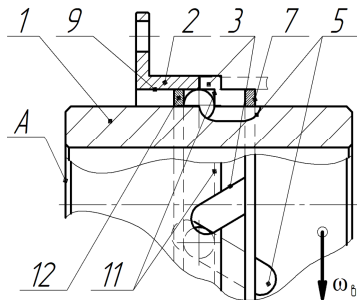


Рис. 5. Схема роботи муфти в режимі перевантаження  
 $\omega_{вн} = 0$

При роботі муфти у зачепленому стані, у випадку зростання моменту опору на веденій півмуфті 2, збільшуватиметься осьове навантаження від кульок 6 на кільце 12, що призводитиме до стиснення пружини 13 (див. рис. 2 та 5) та подальшого переміщення кульок 6 по пазах 5 та 3 всередину отвору 9 веденої півмуфти 2 (справа-наліво). Отвір 9 глухий, його розточено таким чином, що діаметр  $D_1$  більший за діаметр  $D_2$  вершин кульок 6, встановлених у пазах 5. При виході кульок за межі торця 11 відбувається розмикання їх контакту з пазами

3 і ведуча півмуфта 1 почне разом з кульками 6 вільно обертатись, розмикаючи кінематичний ланцюг і унеможливаючи перевантаження – муфта реалізуватиме свою запобіжну функцію. Втулка 15 (див. рис. 2, рис. 6) служить корпусом для пружини 8 та містить виступи 16, які входять у відкриті пази 3 над кульками, унеможливаючи їх витискання відцентровою силою в верхню частину цих пазів при спрацьовуванні запобіжної частини муфти. Фактично при спрацьовуванні муфти в обох напрямках кульки переміщуватимуться по внутрішній поверхні виступів 16, притиснені до них відцентровою силою. Регулювання моменту спрацьовування муфти здійснюється зміною осевого зусилля тиску пружини 13 (див. рис. 4) шляхом підбору товщини кришки 14 чи постановкою під неї прокладок потрібного розміру.

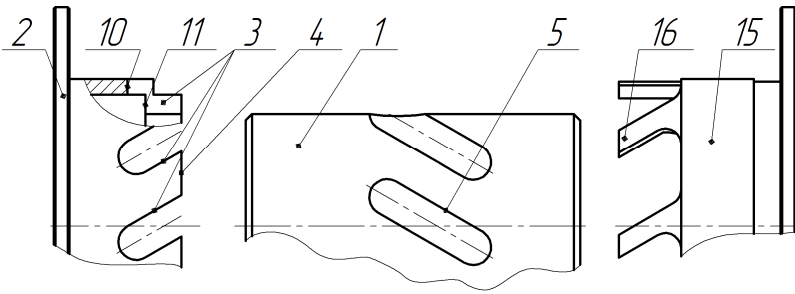


Рис. 6. Конструкція основних деталей муфти

З метою визначення навантажувальної здатності муфти, а саме величини моменту, який вона здатна передати в період усталеної роботи, коли кульки знаходяться в контакті з обома пазами 3, 5 та кільцем 12, що взаємно нерухомі під час її обертання (див. рис. 4), складемо та проаналізуємо силову схему кульки, що встановлена в муфті на етапах стабільної роботи (рис. 7) і початку спрацьовування (рис. 8). Приймаємо припущення:

- кути нахилу протилежно похилих пазів 3 і 5 до осі у ведучій та веденій півмуфтах різні між собою по модулю і дорівнюють  $\alpha_1$  та  $\alpha_2$ ;
- деформації елементів півмуфт малі і суттєво не впливають на їх геометрію, а навантаження між кульками розподіляється рівномірно;
- навантаження до кульок прикладається в площині їх центрів;
- при спрацьовуванні муфти кульки не обертаються;

на початку спрацьовування муфти сила тиску пружини дорівнює величині сили її тиску при передаванні номінального моменту, а в процесі спрацьовування їх жорсткість не змінюється.

При передаванні номінального моменту  $T$  кожна кулька знаходиться в рівновазі під дією збіжної системи сил (див. рис. 7), умова якої записується у векторному вигляді:

$$\overrightarrow{F_{N1}} + \overrightarrow{F_{N2}} + \overrightarrow{F_{N3}} = 0, \tag{1}$$

де  $\overrightarrow{F_{N1}}$  та  $\overrightarrow{F_{N2}}$  – сили нормального тиску на кульку, бічних поверхонь паців 5 та 3, що визначаються як  $F_{Ni} = F_i / \cos \alpha_i$ , де  $i = 1, 2$ ;  $\overrightarrow{F_{N3}} = \overrightarrow{F'_{np}}$  – сила нормального тиску на кульку поверхні кільця 12, що еквівалентна силі тиску на кільце пружини 13 (див. рис. 2) під час її початкового затягування.

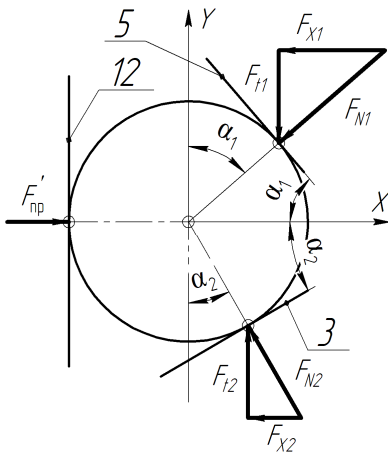


Рис. 7. Силова схема кульки при роботі муфти в усталеному режимі

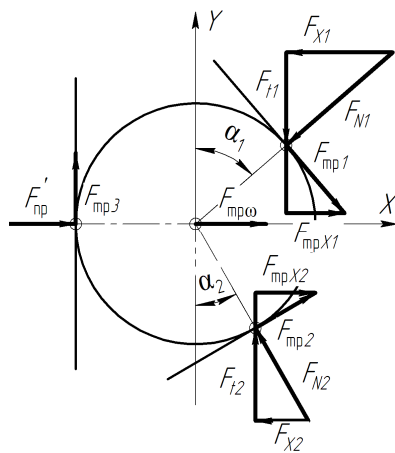


Рис. 8. Силова схема кульки на початку роботи муфти в режимі перетягування

В проекціях на вісь  $X$  вираз (1) дає співвідношення:

$$F'_{np} = F_{X1} + F_{X2}. \tag{2}$$

Рівняння (2) після підстановки відповідних значень набуде вигляду:

$$F'_{np} = F_i \operatorname{tg} \alpha_1 + F_i \operatorname{tg} \alpha_2 = \frac{2T}{zD} (\operatorname{tg} \alpha_1 + \operatorname{tg} \alpha_2), \tag{3}$$

де  $F_i = 2T / zD$  – колова сила, що діє на одну кульку від обертового моменту  $T$ ;  $D$  – діаметр кола розташування центрів кульок;  $F'_{np} = F_{np} / z$  – частина повної сили пружини, що припадає на одну кульку;  $z$  – кількість кульок у муфті.

Зі співвідношення (3) можна отримати вираз для номінального моменту, який здатна передати муфта

$$T = \frac{DF_{np}}{2(\operatorname{tg}\alpha_1 + \operatorname{tg}\alpha_2)}. \quad (4)$$

Для отримання виразу, що описує залежність моменту початку спрацювання муфти  $T_{cn}$  від конструктивних параметрів, розглянемо силову взаємодію її елементів у режимі перевантаження. На початку спрацювання (див. рис. 8) кульки починають рухатись відносно пазів 3 і 5 та кільця 12, ковзаючи по них. При цьому умова рівноваги в проекції на вісь  $X$

$$F_{X1} + F_{X2} = F'_{np} + F_{tp1X} + F_{tp2X} + F_{tp\omega}, \quad (5)$$

де  $F_{tp1X} = F_{tp2X} = F_{Ni} f \cos\alpha_i = 2T / zDf$  – сила тертя на поверхні пазів 3 та 5;  $F_{tp\omega} = m_k \omega^2 Df$  – сила тертя кульки масою  $m_k$  по внутрішній поверхні виступу 16 (в результаті дії відцентрової сили);  $\omega$  – кутова швидкість обертання муфти;  $f$  – коефіцієнт тертя ковзання ( $f$  – середній,  $f_n$  – мінімальний,  $f_m$  – максимальний).

З урахуванням (5) можна скласти рівність:

$$\frac{2T_{cn}}{zD} (\operatorname{tg}\alpha_1 + \operatorname{tg}\alpha_2) = \frac{2T}{zD} (\operatorname{tg}\alpha_1 + \operatorname{tg}\alpha_2) + \frac{4T}{zD} f + m_k \omega^2 Df. \quad (6)$$

З виразу (6) отримуємо співвідношення для моменту, при якому почнеться спрацювання муфти:

$$T_{cn} = T + \frac{2Tf}{(\operatorname{tg}\alpha_1 + \operatorname{tg}\alpha_2)} + \frac{zm_k \omega^2 D^2 f}{2(\operatorname{tg}\alpha_1 + \operatorname{tg}\alpha_2)} + T_{tpk}, \quad (7)$$

де  $T_{tpk} = 0,5zF_{np}D = 0,5zF'_{np}fD = 0,5F_{np}fD$  – момент від сил тертя ковзання кульок по кільцю 12.

На основі співвідношення (7) вирази для моменту спрацювання муфти можна подати у наступних формах, що зручні для подальшого аналізу процесів її функціонування:

$$T_{cn} = \frac{DF_{np}}{2(\operatorname{tg}\alpha_1 + \operatorname{tg}\alpha_2)} \left[ 1 + \frac{2f}{(\operatorname{tg}\alpha_1 + \operatorname{tg}\alpha_2)} + \frac{zm_k \omega^2 Df}{F_{np}} + f(\operatorname{tg}\alpha_1 + \operatorname{tg}\alpha_2) \right]; \quad (8)$$



$$T_{\text{сн}} = \frac{DF_{\text{нр}}}{2(\text{tg}\alpha_1 + \text{tg}\alpha_2)} \left( f \left[ \frac{2}{\text{tg}\alpha_1 + \text{tg}\alpha_2} + \frac{zm_{\kappa}\omega^2 D}{F_{\text{нр}}} + \text{tg}\alpha_1 + \text{tg}\alpha_2 \right] + 1 \right). \quad (9)$$

Завершення спрацьовування муфти в режимі перевантаження (тобто повне роз'єднання кінців валів) починається (рис. 9, а) в положенні II, куди кулька, деформуючи пружину на величину  $\lambda_0$  переміститься з положення I, і опиниться на краю паза 3 у місці його перетину зі внутрішнім торцем 11 (точка B).

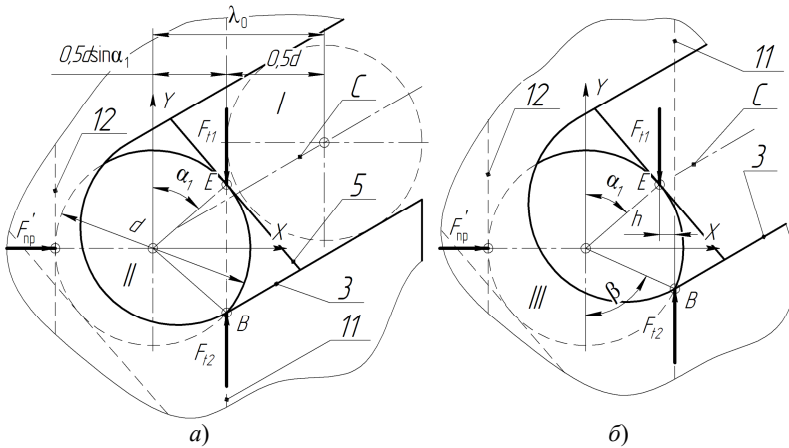


Рис. 9. Схема силової взаємодії кульки з пазами півмуфт наприкінці спрацьовування муфти в режимі перевантаження (сили тертя умовно не показані)

Положення II – це останній момент, коли лінії дії колових зусиль  $F_{12}$  і  $F_{11}$  співпадають (точки B і E їх прикладення знаходяться на одній прямій), а відтак не створюють пари сил. При подальшому переміщенні кульки в положення III (рис. 9, б), лінії прикладення колових зусиль  $F_{12}$  і  $F_{11}$  стануть паралельними і на плечі  $h$  утворять пару сил, момент якої перекидатиме кульку навколо точки B (проти годинникової стрілки, див. рис. 9, б), заштовхуючи в зазор між торцем 11 і кільцем 12.

При переході кульки (діаметром  $d$ ) з положення I у положення II вона зазнає переміщення  $\lambda_0$  вздовж осі X, а пружина, відтак, аналогічної деформації

$$\lambda_0 = 0,5d\sin\alpha_1 + 0,5d = 0,5d(\sin\alpha_1 + 1). \quad (10)$$

При цьому максимальний момент кінця спрацьовування муфти в режимі перевантаження (цей момент буде максимальним, переданим на частину приводу, що захищається муфтою) обчислюватиметься за виразом

$$T_{\max} = \frac{D(F_{\text{пр}} + C_{\text{пр}}\lambda_0)}{2(\text{tg}\alpha_1 + \text{tg}\alpha_2)} \times \left( f \left[ \frac{2}{\text{tg}\alpha_1 + \text{tg}\alpha_2} + \frac{zm_k \omega^2 D}{(F_{\text{пр}} + C_{\text{пр}}\lambda_0)} + \text{tg}\alpha_1 + \text{tg}\alpha_2 \right] + 1 \right). \quad (11)$$

Знаючи вирази для номінального (4), та моментів початку (8), (9) та кінця (11) спрацьовування муфти можна отримати співвідношення для обчислення основних експлуатаційних характеристик її запобіжної частини, а саме: коефіцієнтів перевищення номінального моменту  $k_{\text{сп}}$ , точності спрацьовування  $\gamma_{\tau}$  та чутливості  $\gamma_{\text{ч}}$  [9, 10]:

$$k_{\text{сп}} = \frac{T_{\text{сп}}}{T} = f \left[ \frac{2}{\text{tg}\alpha_1 + \text{tg}\alpha_2} + \frac{zm_k \omega^2 D}{F_{\text{пр}}} + \text{tg}\alpha_1 + \text{tg}\alpha_2 \right] + 1; \quad (12)$$

$$\gamma_{\tau} = \frac{T_{\text{сп max}}}{T_{\text{сп min}}} = \frac{f_m \left[ \frac{2}{\text{tg}\alpha_1 + \text{tg}\alpha_2} + \frac{zm_k \omega^2 D}{F_{\text{пр}}} + \text{tg}\alpha_1 + \text{tg}\alpha_2 \right] + 1}{f_n \left[ \frac{2}{\text{tg}\alpha_1 + \text{tg}\alpha_2} + \frac{zm_k \omega^2 D}{F_{\text{пр}}} + \text{tg}\alpha_1 + \text{tg}\alpha_2 \right] + 1}; \quad (13)$$

$$\gamma_{\text{ч}} = \frac{T_{\text{сп}}}{T_{\max}} = \frac{F_{\text{пр}} \left( f \left[ \frac{2}{\text{tg}\alpha_1 + \text{tg}\alpha_2} + \frac{zm_k \omega^2 D}{F_{\text{пр}}} + \text{tg}\alpha_1 + \text{tg}\alpha_2 \right] + 1 \right)}{\left\{ F_{\text{пр}} + C_{\text{пр}}\lambda_0 \right\} \left( f \left[ \frac{2}{\text{tg}\alpha_1 + \text{tg}\alpha_2} + \frac{zm_k \omega^2 D}{(F_{\text{пр}} + C_{\text{пр}}\lambda_0)} + \text{tg}\alpha_1 + \text{tg}\alpha_2 \right] + 1 \right)}. \quad (14)$$

З метою аналізу отриманих результатів промодельовані можливі варіанти конструктивного виконання муфт для вихідних даних: діаметр по центру кульок  $D = 58$  мм, діаметр кульки  $d = 9,128$  мм (кульки передбачено застосовувати від стандартного підшипника 815), кількість кульок  $z = 8$ , кути нахилу пазів,  $\alpha_1 = 10 \dots 80^\circ$ ,  $\alpha_2 = 5^\circ$  частота обертання муфти  $n = 1500$  хв<sup>-1</sup>, коефіцієнти тертя:  $f = 0,1$ ,  $f_m = 0,15$ ,  $f_n = 0,05$ , початкове зусилля тиску пружини  $F_{\text{пр}} = 100$  Н, жорсткість пружини  $C_{\text{пр}} = 20$  Н/мм (рис. 10, а, б).

Побудовані графіки ілюструють вплив величини кута нахилу пазів  $\alpha_1$  (див. рис. 10, *a*) на характерні моменти муфти (4), (8), (11) та коефіцієнти (12), (13), (14) (див. рис. 10, *б*), що характеризують її експлуатаційні властивості. Їх аналіз демонструє, що з точки зору збільшення навантажувальної здатності муфти пази вигідніше виконувати під меншими кутами, зокрема при зменшенні кута  $\alpha_1$  з  $40^\circ$  до  $10^\circ$ , навантажувальна здатність муфти (номінальний момент  $T$ ) збільшується практично в 3,5 рази (з 3,13 Н·м до 10,99 Н·м). При цьому дещо збільшується коефіцієнт точності  $\gamma_T$  (на 22 % з 1,29 до 1,58), коефіцієнт перевищення номінального моменту  $k_{сп}$  (на 35 % з 1,34 до 1,82), але чутливість муфти до перевантажень підвищується - коефіцієнт чутливості  $\gamma_{ч}$  збільшується на 19,5 % (з 0,41 до 0,49). Рівень коефіцієнтів точності спрацювання, перевищення номінального моменту та чутливості відповідає поширеним конструкціям муфт [3, 4, 7, 9].

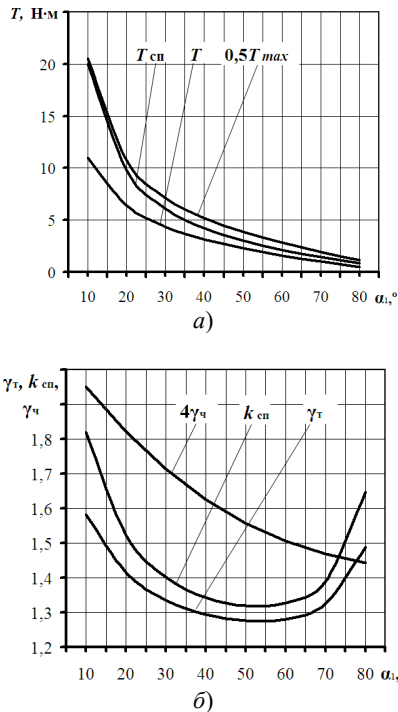


Рис. 10. Вплив кута нахилу пазів півмуфт: *a*) – на навантажувальну здатність; *б*) – коефіцієнти точності спрацювання, перевищення номінального моменту та чутливості

*Висновки:*

розроблено нову конструкцію кулькової обгінно-запобіжної муфти, що працює за принципом зачеплення, де обгінна та запобіжна частини муфти є конструктивно взаємно інтегрованими. За рахунок цього муфта компактна і може бути встановлена в приводі механічного наддуву дизельних двигунів;

отримані вирази для обчислення обертальних моментів муфти у випадку різних кутів нахилу її пазів до осі – номінального, початку та кінця спрацьовування, на базі яких отримано співвідношення для оцінки основних експлуатаційних її характеристик при роботі в режимі перевантаження;

показано, що з метою збільшення навантажувальної здатності муфти пази вигідніше виконувати під меншими кутами, так, при зменшенні кута нахилу пазів до осі муфти з  $40^\circ$  до  $10^\circ$ , навантажувальна здатність муфти збільшується практично в 3,5 рази. За рахунок цього збільшуються також коефіцієнт точності (на 22 %), коефіцієнт підвищення номінального моменту (на 35 %) та коефіцієнт чутливості (на 19,5 %).

ЛІТЕРАТУРА  
REFERENCES

1. Electro-Motive 710G Series Turbocharged Power Products Engines (2002). – 540 p.
2. Детали машин / Н.А. Бильдюк, С.И. Каратушин, Г.Д. Малышев и др. / под ред. В.Н. Ражикова. – Санкт-Петербург: Политехника, 2015. – 694 с.
3. Нові муфти механічних приводів машин / В.О. Малащенко [та ін.]. – Рівне: НУВГП, 2019. – 189 с.
4. Пружно-запобіжні муфти: конструкції, розрахунок, дослідження / Гевко Б.М. [та ін.]. – Тернопіль: ФОП Паляниця В.А., 2019. – 200 с.
5. Кулькові механізми вільного ходу / В.О. Малащенко [та ін.]. – Львів: Новий Світ-2000, 2012. – 212 с.
6. Борис А.О. Покращення ефективності механічних приводів застосуванням кулькових обгінно-запобіжних муфт : дис. ... канд. техн. наук: 05.02.02. – НУ «Львівська політехніка», 2019. – 170 с.
7. Дубиняк Т.С. Обґрунтування конструкцій та параметрів захисних механізмів гнучких гвинтових конвеєрів: автореферат дис. ... канд. техн. наук: 05.05.05. – ТНТУ ім. І. Пулюя, 2018. – 22 с.

8. Патент МПК F16D 41/06, № 143636. Обгінно-запобіжна муфта. Патентовласник: Херсонська державна морська академія. Авт.: Малащенко В.О., Проценко В.О. заявка u202000558 від 30.01.2020, опубл. 10.08.2020, Бюл. № 15.

9. Проценко В.О. Вплив конструктивних та експлуатаційних параметрів запобіжної профільної муфти на її характеристики / В.О. Проценко // Технічні науки та технології. – Чернігів: ЧНТУ, – 2017. – № 1(7). – С. 9 – 15.

10. Малащенко В.О. Дослідження точності фрикційних відцентрових муфт з канатними ланками / В.О. Малащенко, В.О. Проценко // Науковий вісник Херсонської державної морської академії, – 2017. – № 2(17). – Херсон: ХДМА. – С. 161 – 169.

*Аннотация – Предложена новая конструкция обгонно-предохранительной муфты для приводов механического наддува судовых дизелей, работающей по принципу зацепления, где обгонная и предохранительная части муфты взаимно интегрированы. Получены выражения для вычисления номинального момента муфты, моментов начала и конца ее срабатывания, на базе которых найдены соотношения для оценки основных эксплуатационных характеристик муфты при работе в режиме перегрузки – коэффициентов превышения номинального момента, точности срабатывания и чувствительности.*

*Анотация – Запропоновано нову конструкцію кулькової обгінно-запобіжної муфти для приводів механічного наддуву судових дизелів, що працює за принципом зачеплення, де обгінна та запобіжна частини муфти є конструктивно взаємно інтегрованими. Отримані вирази для обчислення номінального моменту муфти, моментів початку та кінця її спрацьовування, на базі яких отримано співвідношення для оцінки основних експлуатаційних характеристик муфти при роботі в режимі перевантаження – коефіцієнтів перевищення номінального моменту, точності спрацьовування та чутливості.*

*Annotation – Article deals with marine diesels mechanical charging driving protecting problem. On the base of marine diesel EMD 710G overrunning clutch construction analysis its disadvantages were highlighted. Main of them is the principle of working load transfer by friction forces. That is the reason of clutch skidding in operation and charging efficiency degradation. A new design of the safety-overrunning clutch for marine die-*

*sels mechanical charging driving, based on the principle of engagement is proposed. In new overrunning-safety clutch construction, which protected by patent, the overrunning and safety parts are mutually integrated. Clutch operations on the overrunning and overload modes are described. On the basis of ball acting forces on steady motion description expressions for its static balance are obtained. Those static balance expressions were the basis for coupling nominal working torque ratios receiving. On the next stage ball forces balance on the overload mode was analyzed. As a result of those stage studies expressions for calculating overload spring deformation, torques of the beginning and ending of its operation are obtained. On the basis of clutch nominal torque, torques of beginning and ending operation the ratios for assessing the main operational characteristics of the coupling when operating in overload mode are obtained - coefficients for exceeding the nominal torque, response accuracy and sensibility.*

*Trough the numerical modeling it is shown, that to increase clutch nominal torque is expedient to make semi-coupling slots with less tilt angles to coupling axe. When tilt angle  $\alpha_1$  semi-coupling slots to coupling axe is decreasing from  $40^\circ$  to  $10^\circ$ , coupling load capacity increasing totally in 5 times (working torque increasing from 3.13 N·m to 10.99 N·m). Due to the same response accuracy coefficient increasing on 22 % (from 1,29 to 1,58), exceeding the nominal torque coefficient increasing on 35 % (from 1,34 to 1,82), and sensibility coefficient increasing on 19,5 % (from 0.41 to 0.49).*