

АНАЛІЗ ПРИЧИН ВИНИКНЕННЯ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ВІДМОВ ЕЛЕМЕНТІВ ПРИВОДУ ПАЛИВНОГО НАСОСА ВИСОКОГО ТИСКУ СУДНОВОГО ДИЗЕЛЯ MaK M43

Проценко В. О., д.т.н., професор Херсонської державної морської академії, e-mail: 1904pvo@gmail.com, ORCID: 0000-0002-3468-4952;

Бабій М. В., к.т.н., доцент Херсонської державної морської академії, e-mail: M_Babiy@ukr.net, ORCID: 0000-0002-0560-2081;

Настасенко В. О., д.т.н., професор Херсонської державної морської академії, e-mail: Nastasenko2004@ukr.net, ORCID: 0000-0002-0330-1138;

Маринченко Д. О., курсант Херсонської державної морської академії, ORCID: 0000-0002-1870-2532;

Мартишевський Д. О., курсант Херсонської державної морської академії

Метою дослідження є встановлення можливостей зниження чутливості приводу паливного насоса високого тиску (ПНВТ) суднового дизеля до похибок виготовлення та монтажу деталей за рахунок ліквідації надлишкових зв'язків у його механізмі.

Проаналізовано структуру механізму приводу ПНВТ дизеля MaK M43, за рахунок чого встановлено, що внаслідок недосконалості конструкції приводу, а саме наявності в його механізмі надлишкових зв'язків, за присутності перекосу осей ролика та паливного кулака виникає концентрація навантаження біля краю підшипникової втулки ролика, що стає причиною її руйнування. Надлишкові зв'язки унеможливають самоустановку ролика по кулачку, а відтак рівномірний розподіл навантаження по довжині підшипникової втулки. В результаті структурного аналізу механізму приводу ПНВТ показано, що він містить два надлишкових зв'язки, які обидва розташовані в контурі, що обмежений важелем, роликом та паливним кулаком і являють собою обмеження поворотів навколо осей X та Y. Виключення надлишкових зв'язків забезпечується додаванням двох рухомостей у зазначений контур, чого можна досягти наданням поверхні катання ролика бочкоподібної форми (варіант I), або сполученням важеля з блоком дизеля за рахунок сферичної опори (варіант II). Показано, що раціональним вибором співвідношення радіусів ролика та його бочкоподібної поверхні катання можна досягти допустимих значень контактних напружень в парі «паливний кулак-ролик», що ілюструє резерви застосування варіанту I для застосування на двигунах, що знаходяться в експлуатації. Варіант II має резерв для використання при створенні нових конструкцій дизелів, оскільки потребує значної зміни конструкції важеля та його опори. Запропоновано напрямки подальших досліджень.

***Ключові слова:** судновий дизель; паливний насос високого тиску; паливний кулак; надлишкові зв'язки; контактні напруження.*

DOI: 10.33815/2313-4763.2019.1.22.109-119

Вступ. В теперішній час дизель є найголовнішим, найнапруженішим елементом енергетичних установок транспортних суден і слід очікувати збереження цієї тенденції на протязі найближчих років до більш широкого впровадження електроенергетичних установок. З огляду на це, аналіз відмов елементів судових дизелів та зниження рівня мінімально неминучих незворотних втрат енергії [1] в їх механізмах з метою підвищення енерго- та ресурсоощадності судових комплексів є актуальним завданням.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Останніми дослідженнями [1] доведено, що знос деталей елементів паливних систем високого тиску судових дизелів (плунжерів ПНВТ) можна знизити нанесенням регулярного мікрорельєфу в 2,1–2,6 разів, а нанесення органічних покриттів сприяє підвищенню енергетичної ефективності та досягненні 24,0...44,6%-го зниження зносу плунжерів. Показано також, що керування пружно-демпфуючими властивостями граничних шарів палива може бути використане для уникнення безпосередніх контактів поверхонь тертя, що сприяє забезпеченню рівня мінімально неминучих незворотних втрат енергії в ПНВТ та зменшення інтенсивності зношування їх деталей. Такі вагомні результати досягнуто поза урахуванням вад структури експлуатованих пристроїв, які закладені ще на етапі їх проектування, зокрема таких, що обумовлюють нерівномірний розподіл навантажень між їх деталями. Інші виконані роботи

[2, 3], що стосуються приводу ПНВТ містять в основному дослідження впливу їх параметрів на процес паливоподачі, зокрема в нетипових умовах і також не зачіпають питання впливу структури на процес передачі навантаження та знос деталей. Моделі [4] обрахунку втрат на тертя у сполученні «вал-підшипник» при різних законах розподілу питомих тисків по колу та довжині контакту мають резерв удосконалення в урахуванні кутових перекосів та деформацій сполучених деталей. Оскільки значна частина відмов деталей машин усіх класів пов'язана з нерівномірністю розподілу навантаження між ними, що часто має своєю причиною наявність у їх механізмах надлишкових зв'язків [5–11]. Їх вплив іноді компенсується завищеною точністю виготовлення деталей, що призводить до підвищення вартості, а відтак збільшення експлуатаційних витрат. Іноді вплив надлишкових зв'язків може проявлятися після виконання ремонтів, оскільки останні часто супроводжуються виникненням похибок форми та розташування поверхонь внаслідок низької точності оброблення та складання під час рекондиції. Особливої гостроти набуває усунення надлишкових зв'язків у механізмах дизелів, оскільки вони містять багатоопорні вали, ланки що входять одразу в декілька кінематичних пар, що є джерелом статичної невизначеності і виникнення описаних вище явищ. Крім цього, викликана наявністю надлишкових зв'язків нерівномірність розподілу навантаження у трибосполученнях є причиною підвищення сил тертя, а відтак і мінімально неминучих незворотних втрат.

Постановка проблеми в загальному вигляді. Прикладом впливу надлишкових зв'язків на процес експлуатації можуть служити руйнування підшипникових втулок роликів, що встановлені в приводі паливних насосів високого тиску (ПНВТ) суднових дизелів МаК М43, що мали місце на практиці. На одному з суден з таким головним двигуном роликів приводу ПНВТ зазнали відмов в результаті руйнування їх підшипникових втулок (рис. 1). Руйнування мало локальний характер, його зона була нерівномірно розподілена за довжиною втулки, зона найбільших руйнувань знаходилась біля одного з торців втулки, а її кутова протяжність сягала $170\text{--}180^\circ$, на другий торець ця зона не виходила. Це свідчить про наявність концентрації навантаження внаслідок кутового зміщення осей ролика та кулачка розподільчого валу. Однозначно розділити джерело таких руйнувань на ті, що мають своєю причиною похибки виготовлення і похибки монтажу навряд чи можливо, але у випадку рівномірного розподілу навантаження по довжині підшипникової втулки її знос і характер руйнування мали-б дещо інший вигляд, а її ресурс був би тривалішим.



Рисунок 1 – Фотографії роликів приводу ПНВТ зі зруйнованими підшипниковими втулками

Формулювання мети статті, постановка завдань. Метою статті є встановлення можливостей зниження чутливості приводу ПНВТ до похибок виготовлення та монтажу деталей за рахунок ліквідації надлишкових зв'язків у його механізмі.

Для досягнення поставленої мети в дослідженні необхідно вирішити такі завдання:

- виконати структурний аналіз механізму приводу ПНВТ, встановити кількість та місце розташування надлишкових зв'язків;
- намітити напрямки ліквідації надлишкових зв'язків;
- запропонувати структурні схеми механізму приводу ПНВТ без надлишкових зв'язків та намітити напрямки їх застосування.

Об'єктом дослідження є процес передавання навантаження приводом ПНВТ суднового дизеля МаК М43 від розподільчого валу до плунжера ПНВТ.

Предметом дослідження є вплив структури механізму приводу ПНВТ на процес передавання ним навантаження та пошук напрямків підвищення безвідмовності його елементів (на прикладі суднового дизеля МаК М43).

Виклад основного матеріалу дослідження. Виконання першого з поставлених завдань починаємо зі складання структурної схеми механізму приводу паливного насоса високого тиску (рис. 2). Механізм приводу являє собою складний відкритий кінематичний ланцюг, що в базовому варіанті містить п'ять рухомих ланок ($n = 5$). При подальших викладках вважаємо, що плунжер ПНВТ і плунжерна втулка утворюють пару п'ятого класу, оскільки від самовільного повороту навколо власної осі він убезпечений входженням в поступальну пару з рейковою шестернею регулювання подачі. В такому випадку кількість кінематичних пар п'ятого класу становить $P_5 = 4$ (O_5, B_5, C_5, F_5), кількість кінематичних пар четвертого, другого та першого класів $P_4 = P_2 = P_1 = 0$, кількість кінематичних пар третього класу $P_3 = 3$ (A_3, D_3, E_3).

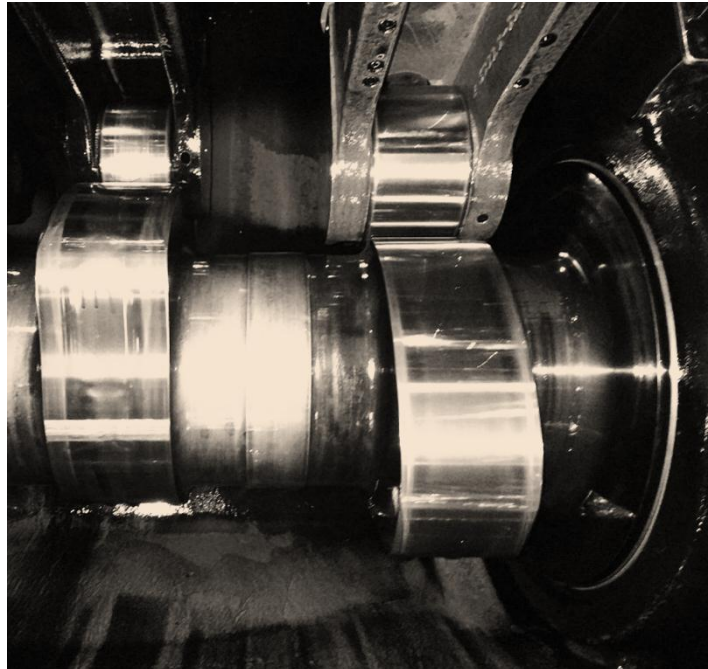
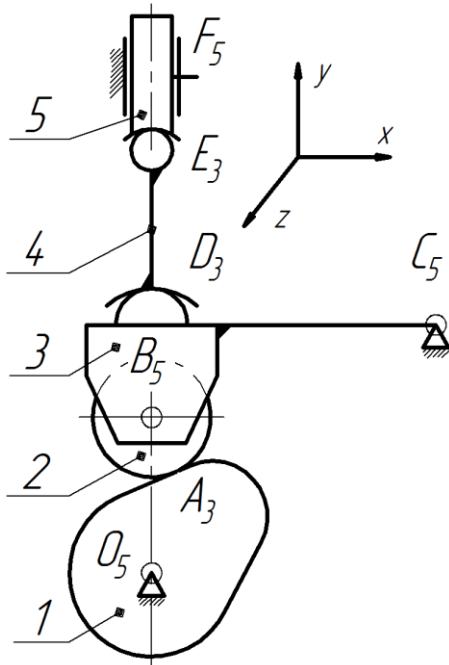


Рисунок 2 – Структурна схема механізму приводу ПНВТ в базовому варіанті та фотографія його основних елементів:

1 – паливний кулак; 2 – ролик; 3 – важіль; 4 – штовхач; 5 - плунжер ПНВТ

Тоді загальна кількість кінематичних пар:

$$P = P_5 + P_4 + P_3 + P_2 + P_1 = 4 + 0 + 3 + 0 + 0 = 7.$$

Сума рухомостей кінематичних пар:

$$f = 1P_5 + 2P_4 + 3P_3 + 4P_2 + 5P_1 = 1 \times 4 + 2 \times 0 + 3 \times 3 + 4 \times 0 + 5 \times 0 = 13.$$

Кількість незалежних замкнених контурів механізму за формулою Гохмана [12]:

$$k = P - n = 7 - 5 = 2.$$

Перший незалежний контур механізму - $C_5B_5B_5A_3O_5C_5$, другий контур - $C_5D_3E_3F_5C_5$.
Ступінь рухомості механізму за формулою Войня і Атанасіу [13]:

$$W = N - \sum r_i = 13 - (4 + 6) = 3,$$

де $N = 13$ – кількість однорухомих кінематичних пар (дорівнює сумі рухомостей, оскільки кожна сферичну трирухому пару можна замінити на три однорухомі обертові пари); $r_1 = 4$ – ранг осей незалежного контура $C_5B_5A_3O_5C_5$ (осі його кінематичних пар паралельні між собою в просторі); $r_2 = 6$ – ранг осей незалежного контура $C_5D_3E_3F_5C_5$ (осі його кінематичних пар довільно розташовані в просторі).

З них основна рухомість механізму $W_o = 1$, місцеві рухомості ланок 2 та 4 (обертання кожної навколо власної осі) $W_m = 2$.

$$W = W_o + W_m = 1 + 2 = 3.$$

Кількість надлишкових зв'язків механізму приводу за формулою Сомова-Малишева [5]:

$$q_{CM} = W + 5P_5 + 4P_4 + 3P_3 + 2P_2 + P_1 - 6n = 3 + 5 \times 4 + 4 \times 0 + 3 \times 3 + 2 \times 0 + 0 - 6 \times 5 = 2.$$

Кількість надлишкових зв'язків механізму за формулою Озола:

$$q_{O3} = W + 6k - f = 3 + 6 \times 2 - 13 = 2.$$

Таким чином кількість надлишкових зв'язків у механізмі:

$$q = q_{CM} = q_{O3} = 2.$$

Для виявлення місця розташування надлишкових зв'язків проаналізуємо обидва незалежних контури механізму (табл. 1).

Підтверджує наведені викладки і застосування по контурного методу (табл. 2), який дозволяє вказати і місце виникнення надлишкових зв'язків.

Таблиця 1 – Структура контурів механізму приводу ПНВТ у базовому варіанті

	Контур $C_5B_5A_3O_5C_5$	Контур $C_5D_3E_3F_5C_5$
	$n = 3; P_5 = 3; P_3 = 1$	$n = 3; P_5 = 2; P_4 = 0; P_3 = 2$
f	$f_1 = 1P_5 + 2P_4 + 3P_3 + 4P_2 + 5P_1 = 1 \times 3 + 2 \times 0 + 3 \times 1 + 4 \times 0 + 5 \times 0 = 6$	$f_2 = 1P_5 + 2P_4 + 3P_3 + 4P_2 + 5P_1 = 1 \times 2 + 2 \times 0 + 3 \times 2 + 4 \times 0 + 5 \times 0 = 8$
W	$W = N - r_1 = 6 - 4 = 2;$ $W = W_o + W_m = 1 + 1 = 2$	$W = N - r_2 = 8 - 6 = 2;$ $W = W_o + W_m = 1 + 1 = 2$
q	$q_{CM1} = W + 5P_5 + 4P_4 + 3P_3 + 2P_2 + P_1 - 6n = 2 + 5 \times 3 + 4 \times 0 + 3 \times 1 + 2 \times 0 + 0 - 6 \times 3 = 2$	$q_{CM2} = W + 5P_5 + 4P_4 + 3P_3 + 2P_2 + P_1 - 6n = 2 + 5 \times 2 + 4 \times 0 + 3 \times 2 + 2 \times 0 + 0 - 6 \times 3 = 0$
	$q_{O31} = W + 6 - f = 2 + 6 - 6 = 2$	$q_{O32} = W + 6 - f = 2 + 6 - 8 = 0$
$q = q_1 + q_2 = 2 + 0 = 2$		

Таблиця 2 – Застосування поконтурного методу до механізму приводу ПНВТ у базовому варіанті

Контур	Плaskі рухомості f_n	Неплaskі рухомості f_n
	f'_x f'_y f'_z A \emptyset OC $\uparrow W_0$ $W_n(2)$ \uparrow BA	f''_x f''_y f'_z \emptyset \emptyset A $\downarrow q_1$ $\downarrow q_2$
$C_5B_5A_3O_5C_5$		
$C_5D_3E_3F_5C_5$	\emptyset F DE	DE \uparrow $W_n(5)$ DE \emptyset
$W = 3, q = 2$		

Отже, всі наявні надлишкові зв'язки знаходяться в першому незалежному контурі $C_5B_5A_3O_5C_5$. Самоустановку механізму унеможливорює відсутність у наявних кінематичних пар двох рухомостей - поворотів навколо осей X та Y (f'_x, f'_y). Таким чином, для виключення надлишкових зв'язків необхідно в контур $C_5B_5A_3O_5C_5$ додати дві відсутні рухомості за рахунок підвищення класу наявних кінематичних пар, або застосування кінематичних з'єднань.

Одним із варіантів виключення надлишкових зв'язків є модифікування поверхні катання ролика шляхом надання йому бочкоподібної форми (варіант I), що дозволить підвищити клас кінематичної пари A з третього до п'ятого, ввівши таким чином необхідні рухомості без збільшення кількості ланок чи зміни конструкції деталей. В такому випадку кінематична схема механізму набуде вигляду, показаного на рис. 3.

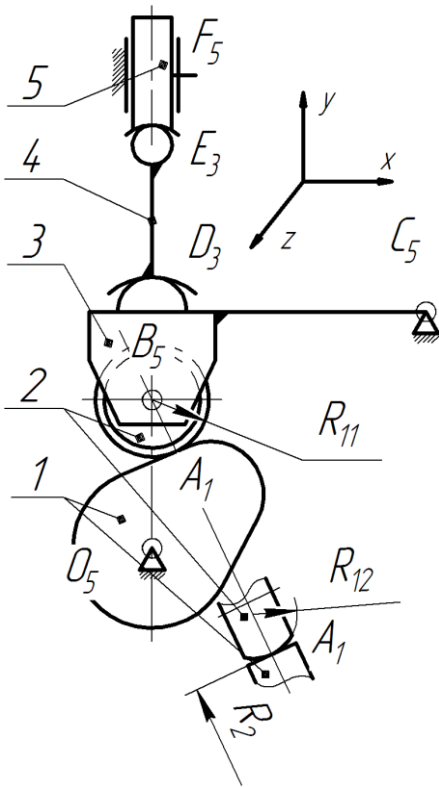


Рисунок 3 – Структурна схема механізму приводу ПНВТ у пропонованому варіанті I

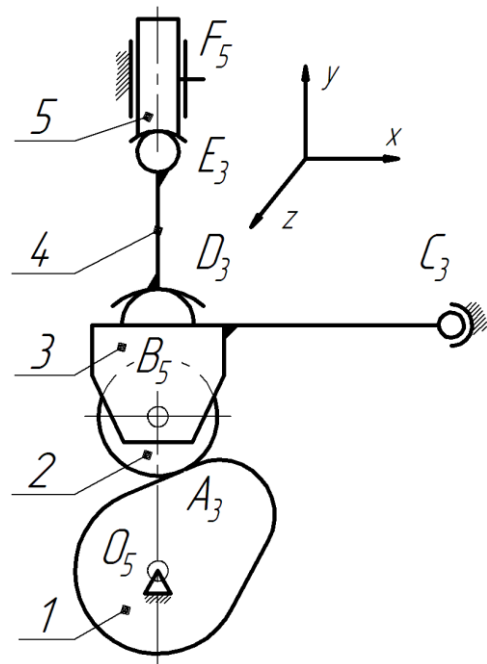


Рисунок 4 – Структурна схема механізму приводу ПНВТ у пропонованому варіанті II

У випадку модифікації поверхні катання ролика кількість кінематичних пар п'ятого класу становитиме $P_5 = 4$ (O_5, B_5, C_5, F_5), кількість кінематичних пар четвертого та другого класів $P_4 = P_2 = 0$, кількість кінематичних пар третього класу $P_3 = 2$ (D_3, E_3), крім цього з'явиться одна кінематична пара першого класу $P_1 = 1$ (A_1).

В такому випадку сума рухомостей кінематичних пар:

$$f = 1P_5 + 2P_4 + 3P_3 + 4P_2 + 5P_1 = 1 \times 4 + 2 \times 0 + 3 \times 2 + 4 \times 0 + 5 \times 1 = 15.$$

Ступінь рухомості механізму:

$$W = N - \sum r_i = 15 - (6 + 6) = 3,$$

де $N = 15$ – кількість однорухомих кінематичних пар; $r_i = 6$ – ранг осей незалежного контура $C_5B_5A_1O_5C_5$ в новому варіанті (осі його кінематичних пар довільно розташовані в просторі).

Кількість надлишкових зв'язків механізму в новому варіанті I:

$$q_{CM} = W + 5P_5 + 4P_4 + 3P_3 + 2P_2 + P_1 - 6n = 3 + 5 \times 4 + 4 \times 0 + 3 \times 2 + 2 \times 0 + 1 - 6 \times 5 = 0,$$

$$q_{O3} = W + 6k - f = 3 + 6 \times 2 - 15 = 0.$$

Застосування поконтурного методу (табл. 3) ілюструє яким чином запропоноване удосконалення виключає в механізмі надлишкові зв'язки.

Таблиця 3 – Застосування поконтурного методу до механізму приводу ПНВТ у запропонованому варіанті I

Контур	Плaskі рухомості f_n	Неплaskі рухомості f_u
$C_5B_5A_1O_5C_5$		
$C_5D_3E_3F_5C_5$		
$W = 3, q = 0$		

Аналогічний резерв виключення надлишкових зв'язків дає оснащення важеля сферичною опорою C (рис. 4) (варіант II) в місці сполучення з блоком. Це дає можливість підвищити клас кінематичної пари C із п'ятого до третього. При цьому кількість кінематичних пар п'ятого класу становитиме $P_5 = 3$ (O_5, B_5, F_5), кількість кінематичних пар четвертого та другого класів $P_4 = P_2 = P_1 = 0$, кількість кінематичних пар третього класу $P_3 = 4$ (A_3, C_5, D_3, E_3). Загальна кількість кінематичних пар та кількість рухомостей при цьому будуть аналогічні попередньому варіанту.

Кількість надлишкових зв'язків механізму в новому варіанті II:

$$q_{CM} = W + 5P_5 + 4P_4 + 3P_3 + 2P_2 + P_1 - 6n = 3 + 5 \times 3 + 4 \times 0 + 3 \times 4 + 2 \times 0 + 0 - 6 \times 5 = 0,$$

$$q_{O3} = W + 6k - f = 3 + 6 \times 2 - 15 = 0.$$

Застосування поконтурного методу для варіанту II ілюструється табл. 4.

Таблиця 4 – Застосування поконтурного методу до механізму приводу ПНВТ у пропонуваному варіанті II

Контур	Плaskі рухомості f_n	Неплaskі рухомості f_n
$C_5B_5A_3O_5C_5$		
$C_5D_3E_3F_5C_5$		
$W = 3, q = 0$		

Очевидно, що варіант удосконалення II можливо застосовувати головним чином при створенні нових двигунів, оскільки це потребує зміни конструкції важеля. Що ж стосується оцінки можливості застосування варіанту I для модернізації експлуатованих машин, то на першому етапі, наближено, проілюструємо її розрахунком контактних напружень в парі «паливний кулак-ролик» двигуна МаК М43 у випадку виконання поверхні катання останнього бочкоподібної форми.

Для цього перетворюємо відомий вираз для контактних напружень [14] для загального випадку контакту двох тіл, і подаємо його у вигляді:

$$\sigma_{H\delta} = \frac{0,478F^{1/3}}{\alpha\beta \left[\frac{3(1-\mu^2)}{E(1/R_{11} + 1/R_{12} + 1/R_2)} \right]^{2/3}},$$

де F – зусилля, що передається паливним кулаком на ролик і створює контактні напруження в зоні контакту їх поверхонь; μ – коефіцієнт Пуассона; E – зведений модуль пружності матеріалів ролика та паливного кулака; R_{11} – радіус ролика; R_{12} – радіус поверхні катання ролика; R_2 – радіус робочої поверхні паливного кулака; α, β – коефіцієнти.

Коефіцієнти α і β обчислюватимемо за наведеними нижче виразами, що із достатньою точністю ($R^2 = 0,998$) апроксимують наявні табличні дані:

$$\alpha = 62,19\psi^{-0,9143};$$

$$\beta = 0,3559e^{0,0116\psi},$$

де допоміжний кут ψ обчислюється за виразом:

$$\cos\psi = \frac{\sqrt{(1/R_{11} - 1/R_{12})^2 + 1/R_2^2 + 2(1/R_{11} - 1/R_{12})/R_2}}{1/R_{11} + 1/R_{12} + 1/R_2}.$$

Визначення контактних напружень $\sigma_{H\delta}$ (з використанням вихідних даних, отриманих шляхом замірів на двигуні, та розрахунків: $R_{11} = 65$ мм, $R_2 = 40$ мм, $F \approx 72500$ Н (при тиску відкриття форсунки 47 МПа), $\mu = 0,3$, $E = 2,12 \times 10^5$ МПа) виконано шляхом розрахунків та виконання моделювання в середовищі SolidWorks (рис. 5). Окремо за відомими залежностями [15] для стиску циліндрів були обчислені контактні напруження в базовому варіанті виконання ролика, коли поверхня його катання виконана циліндричною – $\sigma_{H\delta} = 1625$ МПа. Результати розрахунку представлені у вигляді графіка (рис. 6) в координатах $K_1 - K_2$ ($K_1 = R_{12} / R_{11}$; $K_2 = \sigma_{H\delta} / \sigma_{H\delta}$).

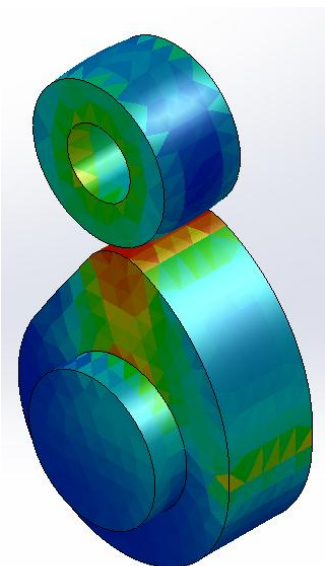


Рисунок 6 –
Напружений стан
деталей пари «паливний
кулак – ролик»
(SolidWorks)

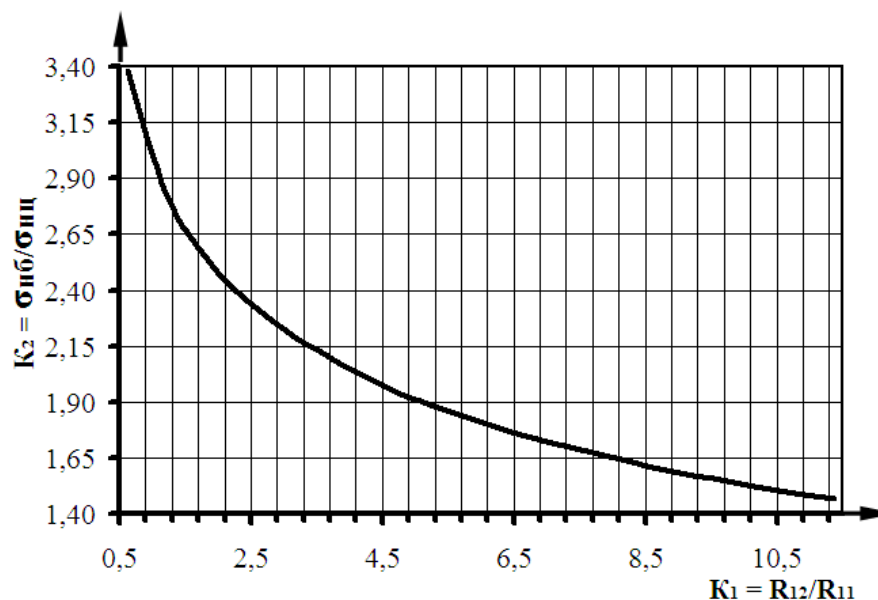


Рисунок 5 – Графік залежності контактних напружень в парі «паливний кулак-ролик» від співвідношення радіусів ролика та його робочої поверхні

Дані графіка доводять можливість досягнення прийнятних значень контактних напружень на рівні 2000...2200 МПа [2] при застосуванні бочкоподібних роликів. Звичайно, більш упевнено стверджувати про можливість модифікації поверхонь роликів експлуатованих двигунів можна в результаті виконання: а) розрахунків ресурсу ролика та підшипникової втулки, подібно до того як це зроблено для зубчастих передач [13, 15]; б) виконання лабораторних та натурних випробувань.

В результаті виконаних теоретичних досліджень можна зробити наступні **висновки**:

- внаслідок недосконалості конструкції приводу ПНВТ суднового дизеля МаК М43, а саме наявності в його механізмі надлишкових зв'язків за присутності перекосу осей ролика та паливного кулака виникає концентрація навантаження біля краю підшипникової втулки ролика, що стає причиною її руйнування. Надлишкові зв'язки унеможливають самоустановку ролика по кулачку, а відтак рівномірний розподіл навантаження по довжині підшипникової втулки;

- в результаті структурного аналізу механізму приводу ПНВТ показано, що він містить два надлишкових зв'язки, які обидва розташовані в контурі, що обмежений важелем, роликом та паливним кулаком і являють собою обмеження поворотів навколо осей X та Y;

- виключення надлишкових зв'язків забезпечується додаванням двох рухомостей у зазначений контур, чого можна досягти наданням поверхні катання ролика бочкоподібної форми (варіант I), або сполученням важеля з блоком дизеля за рахунок сферичної опори (варіант II);

- показано, що раціональним вибором співвідношення радіусів ролика та його бочкоподібної поверхні катання можна досягти допустимих значень контактних напружень в парі «паливний кулак-ролик», що ілюструє резерви застосування варіанту I для застосування на двигунах, що знаходяться в експлуатації;

- варіант II має резерв для використання при створенні нових конструкцій дизелів, оскільки потребує значної зміни конструкції важеля та його опори.

Перспективи подальших досліджень можна окреслити наступними напрямками:

- обґрунтування параметрів ролика з модифікованою поверхнею катання з

урахуванням довговічності власне цієї поверхні та підшипникової втулки. Обґрунтування параметрів рівномірних ролика та втулки;

- обґрунтування параметрів сферичної опори важеля;
- аналіз можливостей самоустановки важеля в складеному механізмі приводу;
- співставлення можливих варіантів конструкції механізму без надлишкових зв'язків на основі функціонально-вартісного аналізу;
- визначення картини розподілу тисків та незворотних втрат на тертя у підшипнику ковзання в умовах наявності кутового зміщення осей втулки та шипа.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Сагін С. В. Теорія і практика енергоперетворення на суднах з мінімально неминучими незворотними втратами: дис. ... д-ра техн. наук: спец. 05.22.20 – експлуатація та ремонт засобів транспорту; Національний університет «Одеська морська академія». Одеса, 2019. 402 с.
2. Макушев Ю. П., Михайлова Л. Ю. Расчетное определение рациональной компоновки привода насоса 6ТН9×10Т. *Актуальные проблемы развития и эксплуатации поршневых двигателей в транспортном комплексе Азиатско-Тихоокеанского региона : материалы конференции (15-19 сентября 2008 г.)* Хабаровск. 2008. С. 229–238.
3. Троицкий А. В. Моделирование работы топливного насоса высокого давления судового дизеля с учетом силового взаимодействия его элементов. *Вестник Астраханского государственного технического университета. Морская техника и технология*. Астрахань, 2010. № 02 С. 129–133.
4. Журавльов Ю. І., Богач Ю. М. Дослідження впливу енергетичних витрат при зношуванні в процесі експлуатації сполучень «вал – підшипник ковзання». *Судовые энергетические установки: научно-технический сборник*. Вып. 37. Одеса : ОНМА, 2017. С. 62–73.
5. Решетов Л. Н. Самоустанавливающиеся механизмы. Москва : Машиностроение, 1991. 288 с.
6. Pogrebnyak R. P. Structural analysis and rational design parallelogram arm gripping device. *Теория и практика металлургии*. 2015. № 1–2. С. 123–125.
7. Погребняк Р. П. Структурний аналіз та кінематичний синтез спареного стрижньового кулісного механізму захвата робота. *Підйомно-транспортна техніка : науково-технічний та виробничий журнал*. Одеса : Інтерпрінт, 2017. № 4 С. 57–66.
8. Atarer F., Korkmaz K., Kiper G. (2017). Design alternatives of network of Altmann linkages. *International Journal of Computational Methods and Experimental Measurements*, 5(4), 495–503.
9. Sydorenko I., Kravtsov E., Prokopovych I., Korolkova M., Dmitrieva S. Reducing the reliability of equipment as a result of the reduction of the culture of production. *Праці Одеського політехнічного університету*. 2019. Вип. 3(59). 2019. Вип. 3(59). С. 5–13.
10. Самойленко Л. К., Проценко В. О. Про структуру механізму колодкового гальма і підвищення його надійності. *Науковий вісник Херсонського державного морського інституту*. Херсон : ХДМІ. 2010. № 2 (3) С. 211–216.
11. Проценко В. О., Самойленко Л. К., Бабій М. В. Аналіз відмов та напрямки удосконалення відцентрових муфт сепараторів судових енергетичних установок. *Підйомно-транспортна техніка : науково-технічний та виробничий журнал*. Одеса : Інтерпрінт. 2016. № 3 С. 59–71.
12. Теория механизмов и механика машин / К.В. Фролов и др. Москва : Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2017. 566 с.
13. Машнев М. М., Красковский Е. Я., Лебедев П. А. Теория механизмов и машин и детали машин. Ленинград : Машиностроение, 1980. 512 с.
14. Старовойтов Э. И. Сопротивление материалов. Москва : Физматлит, 2008. 384 с.

15. Павлище В.Т., Харченко Є. В., Барвінський А. Ф., Гаршнев Ю. Г. Прикладна механіка / за ред. В.Т. Павлище. Львів : Інтеллект-Захід, 2004. 386 с.

REFERENCES

1. SagIn S. V. (2019). *Teoriya i praktika energoperetvorenniya na sudnah z minimalno neminuchimi nezvorotnimi vtratami*: dis. ... d-ra tehn. nauk: spets. 05.22.20 – ekspluatatsiya ta remont zasobiv transportu; Natsionalniy unIversitet «Odeska morskа akademiya». Odesa : ONMA, 402 p.
2. Makushev Yu. P. Mihajlova L. Yu. (2008). Raschetnoe opredelenie racionalnoj komponovki privoda nasosa 6TN9×10T. *Aktualnye problemy razvitiya i ekspluatatsii porshnevnyh dvigatelej v transportnom komplekse Aziatsko-Tihookeanskogo regiona*. Habarovsk, 229–238.
3. Troickij A. V. (2010). Modelirovanie raboty toplivnogo nasosa vysokogo davleniya sudovogo dizelya s uchetom silovogo vzaimodejstviya ego elementov. *Vestnik Astrahanskogo gosudarstvennogo tehničeskogo universiteta. Morskaya tehnika i tehnologiya*. Astrahan, 02, 129–133.
4. Zhuravlov Yu. I, Bogach Yu. M. (2017). Doslidzhennya vplivu energetichnih vitrat pri znoshuvanni v procesi ekspluatatsiyi spoluchen «val–pidshipnik kovzannya». *Sudovye energeticheskie ustanovki: nauchno-tehničeskij sbornik*. Odesa : ONMA, 37, 62–73.
5. Reshetov L. N. (1991). Samoustanavlivayushiesya mehanizmy. Moscow : Mashinostroenie.
6. Pogrebnyak R. P. (2015). Structural analysis and rational design parallelogram arm gripping device. *Teoriya i praktika metallurgii*, 1-2, 123–125.
7. Pogrebnyak R. P. (2017). Strukturnij analiz ta kinematičnij sintez sparenogo strizhnovogo kulisnogo mehanizmu zahvata robota. *Pidjomno-transportna tehnika*. Odesa : Interprint, 57–66.
8. Atarer F., Korkmaz K., Kiper G. (2017). Design alternatives of network of Altmann linkages. *International Journal of Computational Methods and Experimental Measurements*, 5(4), 495–503.
9. Sydorenko I., Kravtsov E., Prokopovych I., Korolkova M., Dmitrieva S. (2019). Reducing the reliability of equipment as a result of the reduction of the culture of production. *Praci Odeskogo politehničnogo universitetu*, Odesa : ONPU, 3 (59), 5–13.
10. Samojlenko L. K., Procenko V. O. (2010). Pro strukturu mehanizmu kolodkovogo galma i pidvishennya jogo nadijnosti. *Naukovij visnik Hersonskogo derzhavnogo morskogo institutu*. Kherson : HDMI, 2 (3), 211–216.
11. Procenko V. O., Samojlenko L. K., Babij M. V. (2016). Analiz vidmov ta napryamki udoskonalennya vidcentrovih muft separatoriv sudnovih energetichnih ustanovok. *Pidjomno-transportna tehnika*. Odesa : Interprint, 3, 59–71.
12. Frolov K. V. (2017). Teoriya mehanizmov i mehanika mashin. Moscow : Izd-vo MGTU im. N. E. Baumana.
13. Mashnev M. M., Kraskovskij E. Ya., Lebedev P. A. (1980). Teoriya mehanizmov i mashin i detali mashin. Leningrad : Mashinostroenie.
14. Starovojtov E.I. (2008) Soprotivlenie materialov. Moscow : Fizmatlit.
15. Pavlishe V. T., Harchenko Ye. V., Barvinskij A. F., Garshnyev Yu. G. (2004). *Prikladna mehanika*. Lviv : Intelekt-Zahid, 2004.

Проценко В. А., Бабий М. В., Настасенко В. А., Маринченко Д. О. Маргышевский Д. А. АНАЛИЗ ПРИЧИН ВОЗНИКНОВЕНИЯ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ОТКАЗОВ ЭЛЕМЕНТОВ ПРИВОДА ТОПЛИВНОГО НАСОСА ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ СУДОВОГО ДИЗЕЛЯ МАК М43

Целью исследования является установление возможностей снижения чувствительности привода топливного насоса высокого давления (ТНВД) судового дизеля к погрешностям изготовления и монтажа деталей за счет ликвидации избыточных связей в его механизме. Проанализирована структура механизма привода ТНВД дизеля МАК М43, за счет чего установлено, что вследствие несовершенства конструкции привода, а именно наличия в его механизме избыточных связей, в

присутствии перекося осей ролика и топливного кулака возникает концентрация нагрузки у края подшипниковой втулки ролика, становящаяся причиной ее разрушения. Избыточные связи делают невозможной самоустановку ролика по кулачку, а также равномерное распределение нагрузки по длине подшипниковой втулки. В результате структурного анализа механизма привода ТНВД показано, что он содержит две избыточные связи, обе расположены в контуре, ограниченном рычагом, роликом и топливным кулаком и представляют собой ограничения поворотов вокруг осей X и Y. Исключение избыточных связей обеспечивается добавлением двух подвижностей в указанный контур, чего можно достичь выполнением поверхности катания ролика бочкообразной формы (вариант I), или соединением рычага с блоком дизеля за счет сферической опоры (вариант II). Показано, что оптимальным выбором соотношения радиусов ролика и его бочкообразной поверхности катания можно достичь допустимых значений контактных напряжений в паре «топливный кулак-ролик», иллюстрирующий резервы применения варианта I для применения на двигателях, находящихся в эксплуатации. Вариант II имеет резерв для использования при создании новых конструкций дизелей, поскольку требует значительного изменения конструкции рычага и его опоры. Предложены направления дальнейших исследований.

Ключевые слова: судовый дизель; топливный насос высокого давления; топливный кулак; избыточные связи; контактные напряжения.

Protsenko V.O., Babiy M.V., Nastasenko V.O., Martyshevskiy D.O. ANALYSIS OF THE OPERATIONAL FAILURES REASONS OF MARINE DIESEL MAK M43 FUEL INJECTION PUMP DRIVE ELEMENTS

The aim of the study is to establish the possibility of reducing the sensitivity of the drive of a fuel injection pump (FIP) of a marine diesel engine to manufacturing and assembly errors due to the elimination of excess connections in its mechanism. The structure of the drive mechanism of the MAK M43 diesel engine FIP is analyzed, due to which it is established that due to imperfections in the drive design, namely the presence of excessive links in its mechanism, in the presence of a skew axis of the roller and the fuel cam, a load concentration occurs at the edge of the roller bearing sleeve, which causes its destruction. Excessive connections make it impossible to self-align the roller on the cam, as well as the uniform distribution of the load along the length of the bearing sleeve. As a result of a structural analysis of the injection pump drive mechanism, it is shown that it contains two redundant connections, both located in a circuit bounded by a lever, a roller and a fuel fist and represent rotation restrictions around the X and Y axes. Excessive connections are eliminated by adding two mobilities to the specified circuit, what can be achieved by fulfilling the rolling surface of a barrel-shaped roller (variant I), or by connecting the lever to the diesel unit due to the spherical support (variant II). It has been shown that by the optimal choice of the ratio of the radii of the roller and its barrel-shaped rolling surface, it is possible to achieve acceptable values of contact stresses in the "fuel fist-roller" pair, illustrating the reserves of the application of variant I for use on engines in operation. Variant II has a reserve for use in creating new diesel designs, since it requires a significant change in the design of the lever and its support. Directions for further research are proposed.

Key words: marine diesel; fuel injection pump; fuel cam; excessive connections; contact stresses.

© Проценко В. О., Бабій М. В., Настасенко В. О., Маринченко Д. О. Мартишевський Д. О.

Статтю прийнято
до редакції 05.05.20