

Проценко В.О., Бабій М.В., Настасенко В.О., Білоконь А.О.

НАПРЯМКИ ТА РЕЗЕРВИ ПІДВИЩЕННЯ ТЕХНІЧНОГО РІВНЯ РУЛЬОВИХ МАШИН ПЛУНЖЕРНОГО ТИПУ З ТАНГЕНСНИМ МЕХАНІЗМОМ

Стаття стосується найбільш поширеного типу суднових гідравлічних рульових машин (ГРМ) плунжерного типу, оснащених тангенсним важільним механізмом. Показано, що джерелом недоліків рульових машин плунжерного типу є недосконалість важільної системи, серед них зокрема її низький ККД, висока навантаженість деталей, та наявність значної кількості надлишкових зв'язків. Метою роботи є встановлення основних напрямків та оцінка резервів підвищення технічного рівня механізму ГРМ плунжерного типу. Задачі роботи полягають у наступному: визначити основні критерії технічного рівня механізму ГРМ плунжерного типу, що враховують досконалість структури, енергетичну ефективність його роботи, а також навантаженість деталей; виконати оцінку цих критеріїв для поширених конструкцій ГРМ плунжерного типу; намітити напрямки підвищення технічного рівня механізму ГРМ плунжерного типу та оцінити резерви їх застосування. Для розвантаження плунжерів та ущільнень гідроциліндрів від поперечних сил застосовують напрямні, які сполучаються з плунжерами нижчими кінематичними парами. Це забезпечує наявність в механізмі ГРМ $q = 20$ надлишкових зв'язків, що унеможливають самовстановлення ланок механізму. Резервом для зменшення кількості надлишкових зв'язків є відмова від напрямних та підвищення класу кінематичних пар механізму ГРМ. В результаті досліджень на прикладі машини прототипа YOOWON-MITSUBISHI YDFT-335-2 показано, що в ній забезпечується виникнення значних поперечних сил, що передаються від румпеля на плунжери та напрямні та сягають близько 53% від колових зусиль на румпелі. Для розвантаження плунжерів та ущільнень гідроциліндрів від поперечних сил застосовують напрямні, які здатні сприйняти лише 5...7% поперечного навантаження. Втрати на тертя плунжерів в ущільненнях серед усіх втрат на тертя в механізмі ГРМ складають 39%. Показано, що підвищення технічного рівня ГРМ, зокрема структурної досконалості, енергоощадності та зниження навантаженості деталей ГРМ має своїм ключем заміну тангенсного важільного механізму, що перетворює поступальний рух плунжерів в обертальний рух румпеля, на інший.

Ключові слова: *рульова машина плунжерного типу, плунжер, напрямна, румпель, момент, поперечна сила, розподіл навантаження, деформація, коефіцієнт корисної дії, структура.*

Вступ. Гідравлічні рульові машини є одними з найбільш важливих і вартісних елементів сучасних суден, від технічного рівня ГРМ залежать витрати на їх побудову та експлуатацію. Безвідмовність ГРМ забезпечує стабільну керованість судна та безпеку мореплавства, оскільки аварії суден, причинами яких стали безпосередньо відмови ГРМ не рідкість в морській практиці.

Приводи силових насосів ГРМ є джерелом значного навантаження суднової електростанції, а відтак і збільшення собівартості перевезень. ГРМ з плунжерним приводом поширені на крупних магістральних суднах завдяки своїм перевагам, але для них властиві і недоліки, зокрема низький механічний коефіцієнт корисної дії [1], значна вага через високу навантаженість деталей, а відтак висока вартість.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Виділення не розв'язаних раніше частин загальної проблеми. Відомі дослідження плунжерних ГРМ обмежені, в основному, проблемами удосконалення керування [2], досліджень автоколивних процесів [3], удосконалення гідросистеми [4], елементів приводів силових насосів [5]. Інші недоліки ГРМ, серед яких недосконалість важільної системи, зокрема її низький ККД та висока навантаженість деталей, залишаються, за деякими виключенням [6], поза увагою дослідників. Викладені факти формують умови для виконання нових досліджень у даній галузі.

Постановка мети та задач дослідження. Метою роботи є встановлення основних напрямків та оцінка резервів підвищення технічного рівня механізму ГРМ плунжерного типу.

Задачі, що необхідно розв'язати для досягнення поставленої мети:

- визначити основні критерії технічного рівня механізму ГРМ плунжерного типу, що враховують досконалість структури, енергетичну ефективність його роботи, а також навантаженість деталей;
- виконати оцінку цих критеріїв для поширених конструкцій ГРМ плунжерного типу;
- намітити напрямки підвищення технічного рівня механізму ГРМ плунжерного типу та оцінити резерви їх застосування.

Виклад основного матеріалу дослідження. Приступаючи до розв'язання поставлених задач слід зазначити, що значна частина відмов елементів машин багатьох класів пов'язана з наявністю у їх механізмах надлишкових зв'язків [7-11]. Не виключенням є і важільні механізми рульових машин. Тому першим із критеріїв технічного рівня механізму ГРМ вважатимемо кількість надлишкових зв'язків q , що ілюструє його структурну досконалість. Цей критерій характеризує здатність ланок механізму до самовстановлення та рівномірність розподілу навантаження між ними. Вищий технічний рівень матиме механізм з найменшою кількістю надлишкових зв'язків.

Наступним критерієм вважатимемо коефіцієнт навантаження плунжерів коловою силою K_p , що являє собою питоме поперечне навантаження, що передається на плунжери з боку румпеля, оскільки від його величини залежить довговічність циліндрових втулок, ущільнень та величина витоків мастила через них:

$$K_p = \frac{F_p}{F_i}, \quad (1)$$

де F_p – бічна (поперечна) сила, що сприймається плунжером;

F_i – колова сила на румпелі.

$$F_i = \frac{M_t}{2H} \cos \alpha, \quad (2)$$

де α – кут повороту румпеля;

M_t – момент на румпелі (з урахуванням гідродинамічного опору повороту стерна та втрат в опорах балера).

Що нижчим є коефіцієнт K_p , то менше зношуватимуться ущільнення та циліндрові втулки і відповідно вищий технічний рівень матиме ГРМ.

Критерієм, що характеризує енергетичну ефективність механізму ГРМ є механічний коефіцієнт його корисної дії, що є являє собою відношення корисної та витраченої роботи на поворот румпеля

$$\eta_m = \frac{A_u}{A_u + A_f}, \quad (3)$$

де A_u – робота сил корисного опору повороту плунжера;

A_f – робота сил шкідливого опору повороту плунжера (втрат на тертя в механізмі ГРМ).

Проаналізуємо структуру важільного механізму ГРМ з метою встановлення наявності та розташування надлишкових зв'язків на прикладі двоплунжерної машини YOOWON-MITSUBISHI YDFT-335-2 фірми Mitsubishi Heavy Industries (ГРМ-прототип). Для спрощення розрахунків розглядатимемо половину механізму, що пов'язана лише з одним із плунжерів (рис. 1). В такому варіанті механізм містить чотири рухомі ланки ($n = 4$) – плунжер із опорою, що ковзає по напрямній, румпель і два повзуни. Кількість кінематичних пар п'ятого класу тут становить $P_5 = 3$ (O_5, C_5, I_5), кількість кінематичних пар четвертого класу $P_4 = 3$ (A_4, D_4, E_4), кількість кінематичних пар третього класу $P_3 = 2$ (B_3, M_3), другого та першого класів $P_2 = P_1 = 0$.

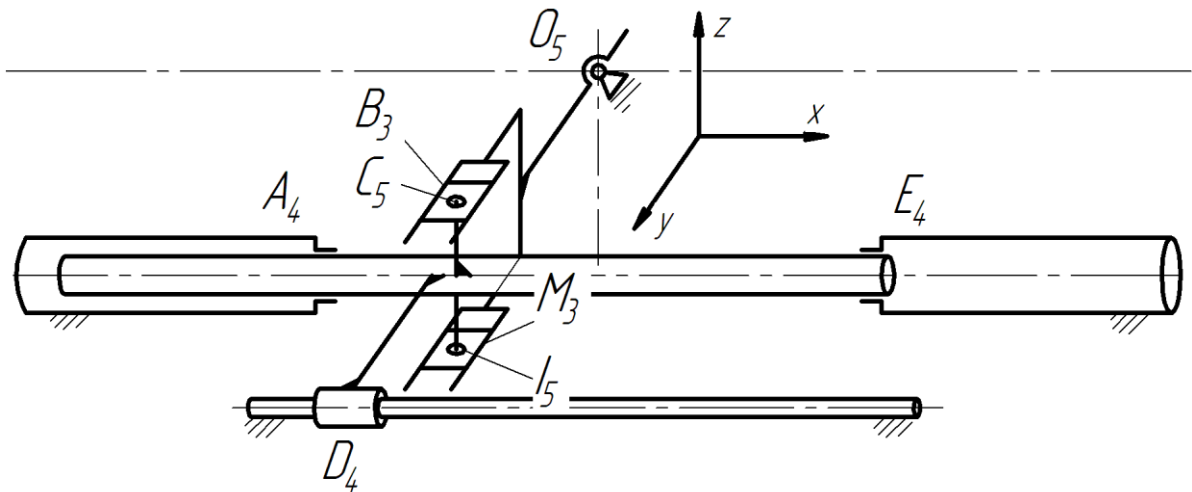


Рисунок 1 – Структурна схема механізму рульової машини плунжерного типу

Тоді загальна кількість кінематичних пар

$$P = P_5 + P_4 + P_3 + P_2 + P_1 = 3 + 3 + 2 + 0 + 0 = 8. \quad (4)$$

Сума рухомостей кінематичних пар

$$\begin{aligned} f &= 1P_5 + 2P_4 + 3P_3 + 4P_2 + 5P_1 = \\ &= 1 \times 3 + 2 \times 3 + 3 \times 2 + 4 \times 0 + 5 \times 0 = 15. \end{aligned} \quad (5)$$

Кількість незалежних замкнених контурів механізму за формулою Гохмана [12, 13]

$$k = P - n = 8 - 4 = 4. \quad (6)$$

Перший незалежний контур механізму – $O_5B_3C_5A_4O_5$, другий контур – $O_5M_3I_5E_4O_5$, третій контур – $O_5B_3C_5D_4O_5$, четвертий контур – $C_5B_3M_3I_5C_5$.

Ступінь рухомості механізму за формулою Войня і Атанасіу [14]

$$W = N - \sum r_i = 15 - (4 + 4 + 3 + 3) = 1, \quad (7)$$

де $N = 15$ – кількість однорухомих кінематичних пар, що дорівнює сумі рухомостей;

$r_1 = r_2 = 4$, $r_3 = r_4 = 3$ – ранг осей незалежних контурів.

Кількість надлишкових зв'язків механізму за формулою Сомова-Малишева

$$q_{CM} = W + 5P_5 + 4P_4 + 3P_3 + 2P_2 + P_1 - 6n = 1 + 5 \times 3 + 4 \times 3 + 3 \times 2 + 2 \times 0 + 0 - 6 \times 4 = 10. \quad (8)$$

Кількість надлишкових зв'язків механізму за формулою Озола [15]:

$$q_{O3} = W + 6k - f = 1 + 6 \times 4 - 15 = 10. \quad (9)$$

Таким чином, кількість надлишкових зв'язків у механізмі $q = q_{CM} = q_{O3} = 10$.

Підтверджує наведені викладки і застосування поконтурного методу (табл. 1), який дозволяє вказати місце виникнення надлишкових зв'язків. Таким чином, загалом у механізмі двоплунжерної ГРМ, кількість надлишкових зв'язків буде $q = 20$. Таке значення обумовлене наявністю кінематичних пар низьких класів, деякі з них застосовані вимушено (D_4), щоб передати поперечне навантаження на напрямні з плунжерів із метою розвантаження останніх. Наведений розрахунок ілюструє резерв для підвищення технічного рівня ГРМ за рахунок зменшення числа надлишкових зв'язків, чого можна досягти шляхом зменшення кількості кінематичних пар та підвищенням їх класу.

З метою визначення коефіцієнта K_{pt} навантаження плунжера коловою силою треба оцінити навантаження, що передається від румпеля на плунжер. До плунжера і напрямної з боку румпеля прикладається поперечна сила F_l , що нерівномірно розподіляється між ними через відмінності у їх жорсткостях.

Таблиця 1 – Застосування поконтурного методу до механізму ГРМ YOOWON-MITSUBISHI

Контур	Пласкі рухомості f_n			Непласкі рухомості f_n		
	f'_x	f'_y	f''_z	f''_x	f''_y	f'_z
$O_5B_3C_5A_4O_5$	A	B		A	∅	B
$O_5M_3I_5E_4O_5$	E	M	I	E	∅	M
$O_5B_3C_5D_4O_5$	D	∅	∅	DB	∅	∅
$C_5B_3M_3I_5C_5$	∅	∅	∅	M	∅	∅
$W = 1, q = 10$						

Для оцінки співвідношення між силами F_p та F_g , складаємо розрахункову схему плунжерів та напрямних при сумісному їх навантаженні бічною силою F_l . При складанні розрахункової схеми використовуємо ряд припущень:

- деформування плунжерів та напрямних відбувається в межах границі пружності їх матеріалів;
- плунжер і напрямна мають незмінний по довжині момент інерції перерізу;
- контактними деформаціями в місцях контакту плунжера з втулкою та напрямною можна знехтувати;
- зазор у стику опори плунжера і напрямної (точка B, рис. 2) відсутній;
- напрямна закріплена на рамі машини жорстко обома кінцями і умови закріплення її кінців протягом навантаження незмінні;

- вплив тертя між повзуном та румпелем на зменшення бічної сили на даному етапі дослідження не враховується;

- зазор посадки плунжера у втулці становить $0,90 \times 2Z_{lim} = 0,675$ мм [16], що є достатнім для вільного повороту його кінців при деформуванні.

Плунжер і напрямна при дії на них поперечного навантаження утворюють статично невизначену балкову систему, розподіл навантаження між елементами якої належить вивчити. Встановлені припущення дають можливість скласти розрахункову схему, де плунжер вважається балкою на шарнірних опорах, а напрямна - балкою із жорстко защемленими обома кінцями (рис. 2).

Умова сумісності деформування плунжера та напрямної записується у вигляді рівності їх деформацій, що в результаті дає систему (9).

$$\begin{cases} F_l = F_p + F_g; \\ \delta_p = \delta_g. \end{cases} \quad (10)$$

Деформації плунжера та напрямної за прийнятої розрахункової схеми запишуться наступним чином [17-19]

$$\delta_p = F_p \frac{(L - L_1)^2 L_1^2}{3EJ_p L} = F_p \lambda_p; \quad (11)$$

$$\delta_g = F_g \frac{(L - L_1)^3 L_1^3}{3EJ_g L^3} = F_g \lambda_g, \quad (12)$$

де E – модуль пружності матеріалу плунжера та напрямної;

J_p та J_g – моменти інерції поперечного перерізу плунжера та напрямної відповідно;

λ_p та λ_g – лінійні піддатливості плунжера та напрямної відповідно.

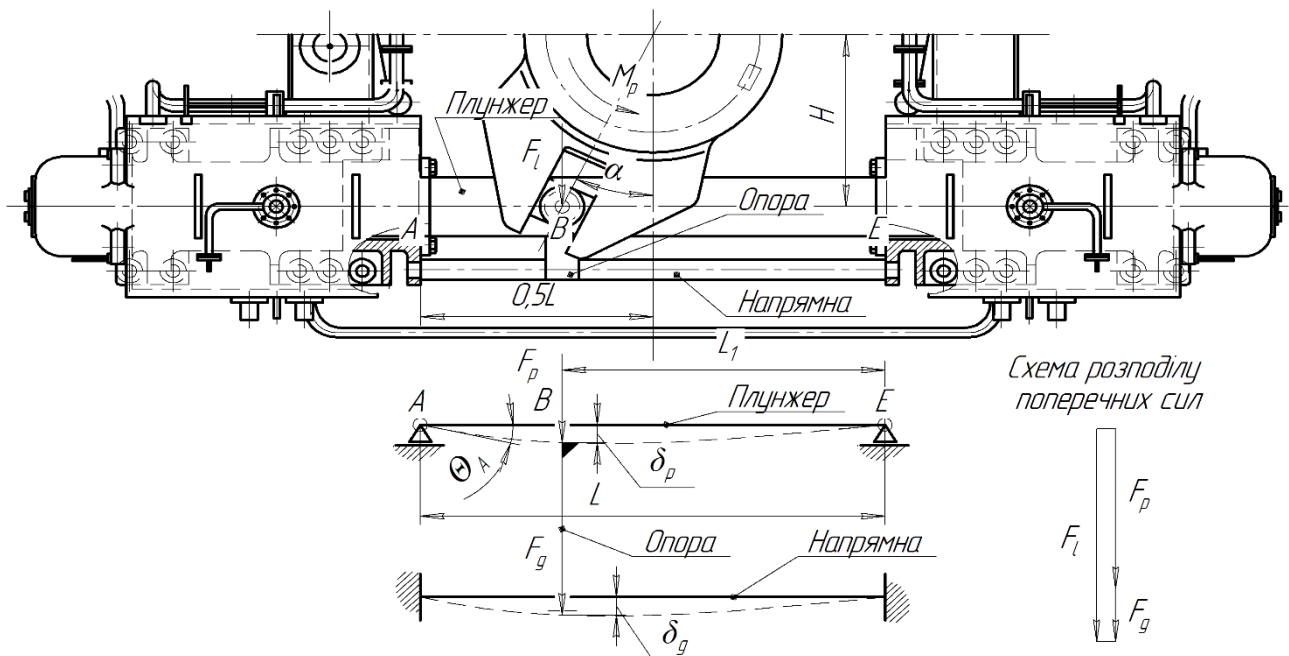


Рисунок 2 – Розрахункова схема плунжерної ГРМ

Розв'язання системи (10) з урахуванням (11) та (12) дає вираз (13) для поперечного навантаження плунжера.

$$F_p = \frac{F_l}{1 + \lambda_p / \lambda_g} \quad (13)$$

Кількісний аналіз розподілу поперечного навантаження між плунжером та напрямною виконаємо на прикладі ГРМ-прототипа, що розвиває максимальний момент на балері 3432 кН·м. Її основні геометричні параметри наступні: діаметр плунжера та його втулок $d_p = 300$ мм, напрямна циліндрична, її діаметр $d_g = 100$ мм, відстань між циліндрами $L = 2100$ мм, між осями плунжерів $2H = 1700$ мм. Плунжер та напрямна сталеві, $E = 2,1 \times 10^5$ МПа. Відстань L_1 до точки B прикладення поперечної сили (рис. 2) при цьому обчислюється за виразом (14), а поперечне зусилля, яке сприймають плунжер і напрямна за виразом (15), момент інерції перерізу плунжера та напрямної визначатиметься як $J_i \approx 0,05d^4$

$$L_1 = 0,5L + H \operatorname{tg} \alpha; \quad (14)$$

$$F_l = F_i \sin \alpha = \frac{M_l}{2H} \sin \alpha. \quad (15)$$

Роботу ГРМ-прототипа розглядатимемо у припущенні її встановлення на контейнеровозі місткістю 2842 TEU ($DWT = 39374$ т, $l = 222$ м, $B = 30$ м, $V = 22,6$ вуз), для якого було обчислено [1] момент на румпелі (рис. 3) при кутах перекладки стерна $0 \dots 35^\circ$. Ефективність роботи напрямної по розвантаженню плунжера оцінюватимемо за рахунок обчислення коефіцієнта навантаження напрямної

$$K_{gl} = \frac{F_g}{F_l} = \frac{F_l - F_p}{F_l} = \frac{\lambda_p / \lambda_g}{1 + \lambda_p / \lambda_g}. \quad (16)$$

Результати розрахунків представлені на рис. 4, що демонструє залежність коефіцієнта K_{gl} від кута повороту стерна α . На цьому-ж графіку подано залежність зміни кутового зазора $\Delta\theta_A$ деформованого плунжера в опорі A , що доводить коректність застосування прийнятої розрахункової схеми, оскільки цей зазор більший за нуль при всіх α , що ілюструє забезпечення вільного повороту плунжера у втулці.

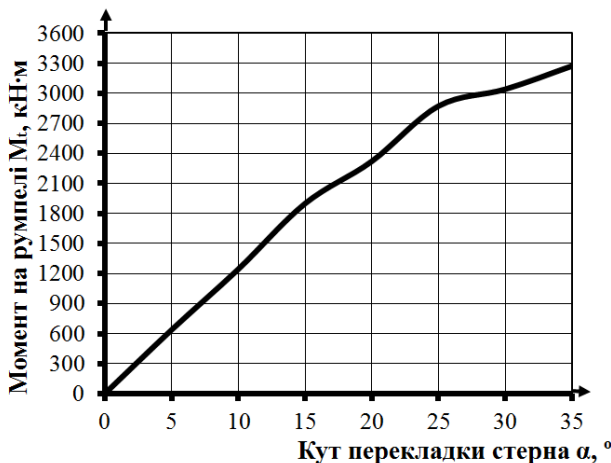


Рисунок 3 – Графік залежності моменту на румпелі від кута перекладки стерна

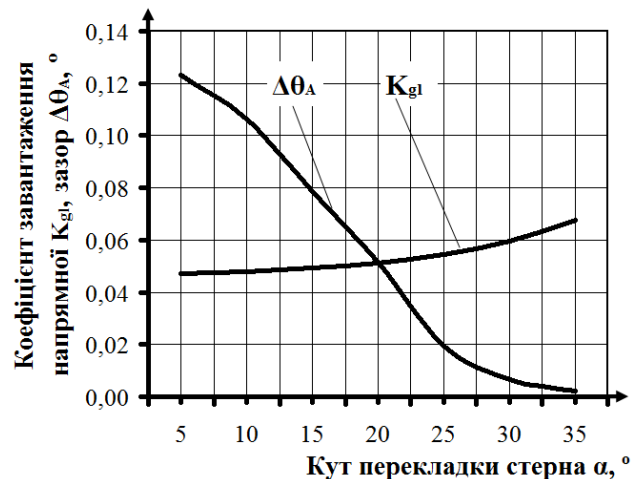


Рисунок 4 – Графік залежності коефіцієнта навантаження напрямної від кута перекладки стерна

Аналіз графіка на рис. 4 говорить про те, що протягом перекладки стерна з діаметральної площини на борт напрямна сприймає лише 4,7...6,8% поперечного навантаження, а відтак працює неефективно.

Тоді коефіцієнт K_{tp} (1) з урахуванням (2) та (13) для ГРМ оснащеної тангенсним [19] важільним механізмом, з урахуванням (13), становитиме

$$K_{pt} = \frac{F_p}{F_t} = \frac{1 + \lambda_p / \lambda_g}{F_t} = \frac{\sin \alpha}{1 + \lambda_p / \lambda_g}. \quad (17)$$

Кількісний аналіз співвідношення (17) дозволяє встановити, що в машині YOOWON-MITSUBISHI YDFT-335-2 за існуючого співвідношення піддатливостей плунжера та напрямної, коефіцієнт передачі колового навантаження на плунжер (при $\alpha = 35^\circ$) становить $K_{pt} = 0,535$, тобто плунжер навантажений поперечним зусиллям, що становить 53,5% колового зусилля F_t на румпелі. З метою оцінки резерву зниження K_{pt} (а відтак підвищення K_{gl}) за рахунок зменшення піддатливості напрямної λ_g шляхом збільшення її діаметра, виконували моделювання за наведеними виразами, результати якого показані у вигляді графіків на рис. 5 та рис. 6. Ці графіки, які подано у координатах $K_{pt} - \Delta m$ та $K_{gl} - \Delta m$ (Δm – приріст маси ГРМ), демонструють, що зменшення поперечного навантаження на плунжери в два рази (зниження K_{pt} з 0,535 до 0,265 та відтак підвищення K_{gl} з 0,068 до 0,538), потребує встановлення напрямних, маса яких дорівнює понад 1200 кг (діаметр напрямних d_g при цьому необхідно збільшувати вдвічі проти базового варіанту (до 200 мм)).

Виконаний розрахунок і аналіз виразу (17) ілюструє той факт, що резерв для зниження навантаженості плунжерів ГРМ (зниження K_{pt}) без зміни власне механізму, що перетворює поступальний рух плунжерів в обертовий рух румпеля незначний, оскільки K_{pt} залежить від кута перекидання стерна α , величина якого регламентується вимогами ІМО, та співвідношення піддатливості плунжера та напрямної, зменшення якого неефективне. Таким чином, основний вплив на величину навантаження плунжерів обумовлений силовою взаємодією ланок застосованого в аналізованій конструкції ГРМ тангенсного механізму, а тому значне підвищення технічного рівня ГРМ не можливе без зміни цього механізму на інший.

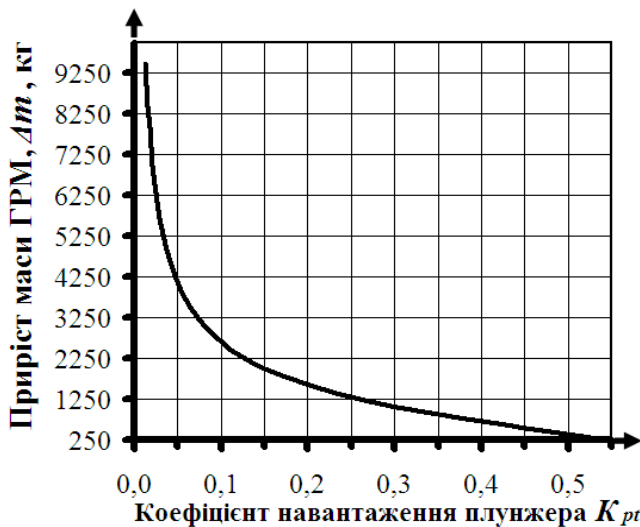


Рисунок 5 – Графік залежності моменту на румпелі від кута перекидання стерна

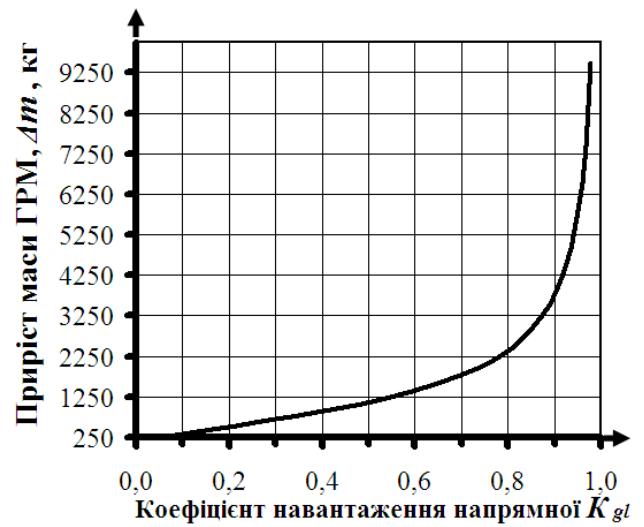


Рисунок 6 – Графік залежності коефіцієнта навантаження напрямної від кута перекидання стерна

Переходячи до третього, енергетичного критерію – механічного ККД важливого механізму ГРМ, для визначення відповідних робіт (3) складемо силову схему механізму ГРМ (рис. 7) та використаємо метод можливих переміщень. При наданні румпелю можливого переміщення на кут $d\alpha$, сили, що діють в механізмі ГРМ виконують роботу на переміщеннях dS_1 , dS_2 , dH (рис. 8). Перелік сил, вирази для їх визначення та можливі переміщення, на яких вони виконують роботу, наведені в табл. 2.

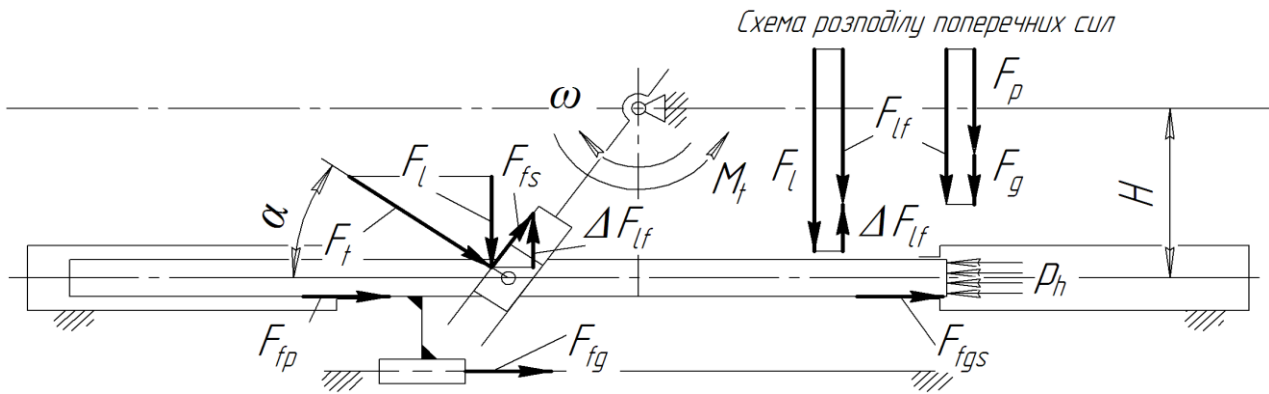


Рисунок 7 – Силова схема механізму рульової машини плунжерного типу

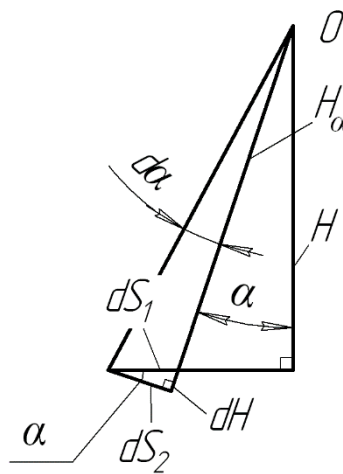


Рисунок 8 – Схема до визначення можливих переміщень ланок механізму ГРМ

Далі враховуємо, що сила тертя F_{fs} між повзуном та румпелем розвантажує плунжер і напрямну від поперечної сили.

$$F_y = F_l - \Delta F_{ly} = F_l \sin \alpha - F_l f_s \cos \alpha = F_l (\sin \alpha - f_s \cos \alpha). \quad (18)$$

$$K_{gl} = \frac{F_g}{F_{ly}} = \frac{F_{ly} - F_p}{F_{ly}} = \frac{F_l (\sin \alpha - f_s \cos \alpha) - F_l K_{pt}}{F_l (\sin \alpha - f_s \cos \alpha)} = \frac{\sin \alpha - f_s \cos \alpha - K_{pt}}{\sin \alpha - f_s \cos \alpha}. \quad (19)$$

Обчислюючи роботи сил корисного та шкідливого опору як добуток цих сил та їх переміщень, подамо вираз (3) для механічного ККД у виглядах (30)...(32). Вираз (30) є початковим етапом для отримання зручних для подальшого аналізу співвідношень (31) і (32), що отримані після перетворень, де dS_2 , da , dH виражено через dS_1 , чисельник і знаменник поділено на $F_l dS_1$ та помножено на $\cos \alpha$, з використанням (18) і (19)

$$\eta_m = \frac{F_l dS_1}{F_l dS_1 + F_{fp} dS_2 + F_{fg} dS_2 + F_{fgs} dS_2 + F_{fg} dS_2 + F_{fg} dS_2 + F_{fs} dH + 0,5 F_l f_j d_j d\alpha}; \quad (30)$$

Сили, що виконують роботу в механізмі ГРМ

Найменування та позначення сили	Вираз для розрахунку	Можливе переміщення	
Сила корисного опору			
Колова сила F_t	(2)	$dS_1 = H_\alpha d\alpha = \frac{H}{\cos \alpha} d\alpha$	(20)
Сили шкідливого опору			
Сила тертя плунжера у втулках F_{fp}	$F_{fp} = (1 - K_{gl})F_t f_p = F_t(\sin \alpha - f_s \cos \alpha)(1 - K_{gl})f_p$	(21)	$dS_2 = \frac{dS_1}{\cos \alpha}$ (22)
Сила тертя опори плунжера на напрямній F_{fp}	$F_{fg} = K_{gl}F_t f_g = F_t(\sin \alpha - f_s \cos \alpha)K_{gl}f_g$	(23)	dS_2
Сила тертя плунжера в ущільненнях F_{fgs}	$F_{fgs} = \pi d_p h p_{gs} f_{gs}$	(24)	dS_2
Сила тертя повзунів в пазах румпеля F_{fs}	$F_{fs} = F_t f_s$	(25)	$dH = dS_1 \tan \alpha$ (26)
Сила тертя від ваги плунжера у втулках F_{fG}	$F_{fG} = G f_p$	(27)	dS_2
Сила тертя повзунів на їх осях F_{fj}	$F_{fj} = F_t f_j$	(28)	$0,5 d_j da$ (29)
Позначення у наведених виразах	$f_p, f_g, f_{gs}, f_s, f_j$ – коефіцієнти тертя, відповідно, у парах: «плунжер-втулка», «опора плунжера-напрямна», «плунжер-ущільнення», «повзун-паз румпеля»; h – висота ущільнень (в обох циліндрах), p_{gs} – тиск, що діє на ущільнення (дорівнює 80% тиску p_h в силовому контурі гідросистеми ГРМ ($p_{gs} = 0,8 p_h$); G – вага плунжера; d_j – діаметр осі плунжерів.		

З урахуванням отриманих вище результатів для M_t та K_{gl} , приймаючи $h = d_p = 300$ мм, $d_j = 150$ мм, $f_p = f_s = f_j = 0,12$, $f_g = 0,10$, $f_s = 0,03$ [20], $p_h = 25$ МПа, $G = 2900$ кг, враховуючи вираз (2) для F_t , вираз (31) для механічного ККД, побудовано графік $\eta_m = f(\alpha)$ (рис. 9), з якого можна зробити висновок, що при найбільш сприятливих умовах ($\alpha = 17,5^\circ$) механічний ККД досягає значень лише 82%. тобто 18% потужності, що підводиться до механізму ГРМ, витрачається на подолання втрат на тертя. На рис. 10 показано діаграму розподілу загального обсягу роботи механічних втрат (100%) при $\alpha = 35^\circ$ за категоріями, що наведені в табл. 2 (на рис. 10 вони позначені: 1 – втрати на тертя плунжера у втулках та їх опор на напрямній; 2 – втрати на тертя плунжерів в ущільненнях; 3 – втрати на тертя від ваги плунжера у втулках; 4 – втрати на тертя повзунів у пазах румпеля; 5 – втрати на тертя повзунів на їх осях).



Рисунок 9 – Графік залежності механічного ККД механізму ГРМ від кута повороту стерна

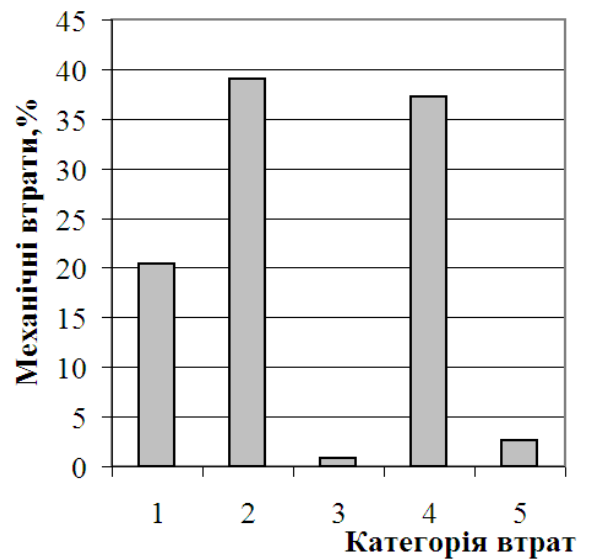


Рисунок 10 – Діаграма розподілу загального обсягу механічних втрат за категоріями

Діаграма на рис. 10 свідчить, що найбільший обсяг механічних втрат становлять втрати на тертя плунжера в ущільненнях (39%), на тертя плунжерів в пазах румпеля (37 %) і тертя плунжерів у втулках та опор плунжера на напрямних (20%), що ілюструє напрямки підвищення ККД механізму ГРМ за рахунок зниження втрат за цими категоріями. Так, зниження тиску затягування ущільнень, за рахунок, наприклад, переходу від плунжерної конструкції до поршневої (в результаті тиск перед ущільненнями можна знизити на порядок), дає можливість суттєво підвищити ККД (рис. 11). Так при зниженні тиску p_{gs} з 20 МПа до 2 МПа, механічний ККД може бути підвищений на 8% (з 75% до 83%).

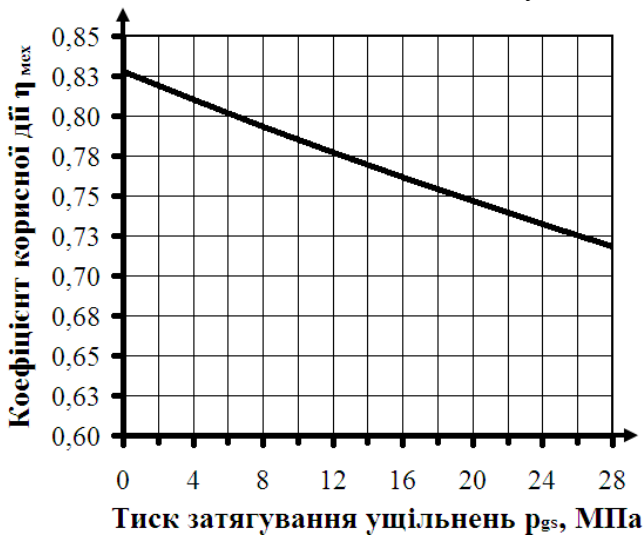


Рисунок 11 – Графік залежності механічного ККД механізму ГРМ від тиску в гідросистемі

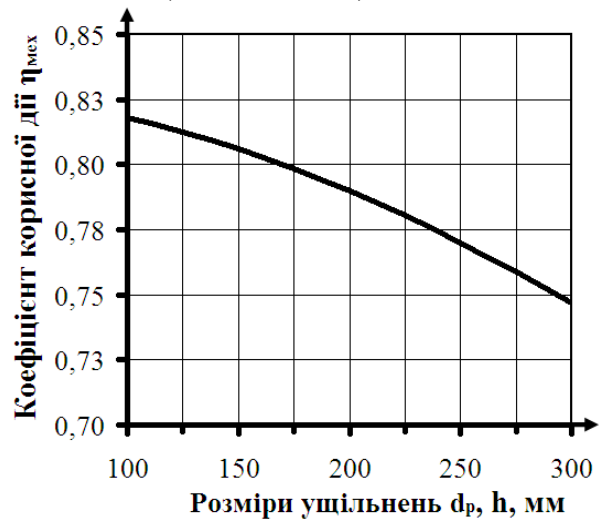


Рисунок 12 – Графік залежності коефіцієнта завантаження напрямної від кута перекладки стерна

Ці ж втрати можуть бути знижені додатково за рахунок зменшення діаметра та ширини ущільнень (при переході до поршневої конструкції шляхом зниження діаметра поршневого штока) – при зниженні діаметра та ширини ущільнень (рис. 12) з 300 мм до 150 мм (при $p_h = 25$ МПа), ККД може бути підвищений на 6% (з 75% до 81%). Перехід від плунжерної до

поршневої конструкції, однак, можливий лише за зниження поперечного навантаження на плунжери (поршневі штоки), тобто зниження K_{pt} , що, як уже було показано, неможливо за вжитого в даній конструкції тангенсного механізму.

Висновки. Головною особливістю сучасних ГРМ плунжерного типу, що поширені на суднах є застосування тангенсного важільного механізму, що забезпечує перетворення поступального руху плунжерів в обертовий рух румпеля, при цьому (на прикладі ГРМ YOOWON-MITSUBISHI YDFT-335-2) показано, що:

- забезпечується виникнення значних поперечних сил, що передаються від румпеля на плунжери та напрямні та сягають близько 53% від колових зусиль на румпелі (при $\alpha = 35^\circ$), що вимагає виконувати плунжери значного діаметра та маси;

- для розвантаження плунжерів та ущільнень гідроциліндрів від поперечних сил застосовують напрямні, які сполучаються з плунжерами нижчими кінематичними парами. Це забезпечує наявність в механізмі ГРМ $q = 20$ надлишкових зв'язків, що унеможливають самовстановлення ланок механізму. Резервом для зменшення кількості надлишкових зв'язків є відмова від напрямних та підвищення класу кінематичних пар механізму ГРМ;

- напрямні здатні сприйняти лише 5...7% поперечного навантаження, тобто працюють неефективно, створюючи додаткові втрати на тертя, ускладнюючи технічне обслуговування та збільшуючи масу ГРМ. Резерв підвищення ефективності роботи напрямних збільшенням їх жорсткості ілюструється наступним - для зменшення навантаження на плунжери в два рази необхідно збільшити діаметр напрямних в стільки ж разів, що адекватно зростанню маси ГРМ на 1225 кг. Резервом, що може забезпечити відмову від напрямних, є застосування іншого типу механізму для перетворення поступального руху плунжерів в обертовий рух румпеля, який створюватиме менші поперечні навантаження;

- значні поперечні навантаження вимагають застосування скальчастих плунжерів великого діаметру, що обумовлює значні втрати на тертя плунжерів в ущільненнях - серед усіх втрат на тертя в механізмі ГРМ ці втрати складають 39%. Резервом для зниження втрат в ущільненнях є: по-перше, перехід до поршневої конструкції, що дасть можливість знизити тиск затягування ущільнень. Так, при зниженні цього тиску з 20 МПа до 2 МПа, механічний ККД важільного механізму ГРМ може бути підвищений на 8% (з 75% до 83%). По-друге, втрати в ущільненнях можуть бути знижені за рахунок зменшення їх діаметра та ширини (при переході до поршневої конструкції шляхом зниження діаметра плунжера і перетворення його в поршневий шток). Так, при зниженні діаметра та ширини ущільнень з 300 мм до 150 мм (при $p_h = 25$ МПа) ККД важільного механізму ГРМ може бути підвищений на 6% (з 75% до 81%). Перехід до поршневої конструкції потребує зниження поперечних навантажень, тобто є черговою передумовою заміни механізму тангенсного типу на інший.

Таким чином можна констатувати, що підвищення технічного рівня ГРМ, зокрема структурної досконалості, енергоощадності та зниження навантаженості деталей ГРМ має своїм ключем заміну тангенсного важільного механізму, що перетворює поступальний рух плунжерів в обертальний рух румпеля, на інший, що дозволить знизити поперечні навантаження на плунжери, та зробить можливим:

- відмову від напрямних, додаткових кінематичних пар ковзання, зменшення за рахунок цього втрат на тертя та кількості надлишкових зв'язків;
- зниження діаметра плунжерів, переходу за рахунок цього до поршневої конструкції, що дозволить зменшити втрати на тертя шляхом зниження тиску затягування ущільнень, зменшення їх довжини та діаметру.

Комплексне впровадження намічених заходів може дати синергетичний ефект.

Перспективні напрямки подальших досліджень:

- розроблення заходів зі зниження кількості надлишкових зв'язків у важільному механізмі ГРМ;
- розроблення механізму ГРМ, що забезпечує зниження поперечного навантаження на плунжери та оцінка його енергетичних параметрів.

ЛІТЕРАТУРА

1. Завиша В.В. Судовые вспомогательные механизмы и системы / В.В. Завиша, Б.Г. Декин. – М.: Транспорт, 1984 – 357 с.
2. Гончаренко А.В. Експлуатація активних транспортних систем в умовах багатоальтернативності та невизначеності: дис. ... д-ра техн. наук: спец. 05.22.20 – експлуатація та ремонт засобів транспорту; Національний авіаційний університет. – К., 2016. – 328 с.
3. Булюкина Н.А. Фрикционные автоколебания в судовых гидравлических рулевых машинах: автореф. дис. канд. техн. наук: спец 05.08.05 – судовые энергетические установки и их элементы (главные и вспомогательные); ФГБОУ ВПО «Санкт-Петербургский государственные морской технический университет». – СПб., 2013. – 23 с.
4. Месропян А.В. Методика идентификации струйно-золотниковой гидравлической рулевой машины / А.В. Месропян, К.А. Широкова, В.А. Целищев // Вестник УГАТУ. Серия «Машиностроение. Гидравлические машины, гидропневмоагрегаты». – Уфа: УГАТУ. – 2007. – Т.9, №6(24). – С. 44 – 55.
5. Проценко В.О. Експертиза відмови муфти насосного агрегату суднової гідравлічної рульової машини / В.О. Проценко // Науковий вісник Херсонської державної морської академії. – Херсон: ХДМА. – 2013. – № 1(8) – С. 179 – 184.
6. Овчарук О.М. Обґрунтування параметрів приводу суднової рульової машини з важільною редукцією / О.М. Овчарук, В.О. Проценко // Науковий вісник Херсонської державної морської академії. – Херсон: ХДМА. – 2014. – № 2(11) – С. 185 – 196.
7. Pogrebnyak R.P. Structural analysis and rational design parallelogram arm gripping device / R.P. Pogrebnyak // Теория и практика металлургии. – 2015. – № 1-2. – С. 123 – 125.
8. Sydorenko I. Reducing the reliability of equipment as a result of the reduction of the culture of production / I. Sydorenko, E. Kravtsov, I. Prokopovych, M. Korolkova, S. Dmitrieva // Праці Одеського політехнічного університету, 2019. Вип. 3(59). – 2019. – Вип. 3(59). – С. 5 –13.
9. 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.
10. Самойленко Л.К. Про структуру механізму колодкового гальма і підвищення його надійності / Л.К. Самойленко, В.О. Проценко // Науковий вісник Херсонського державного морського інституту. – Херсон: ХДМІ. – 2010. – № 2(3) – С. 211 – 216.
11. Проценко В.О. Аналіз відмов та напрямки удосконалення відцентрових муфт сепараторів суднових енергетичних установок / В.О. Проценко, Л.К. Самойленко, М.В. Бабій // Підйомно-транспортна техніка. Науково-технічний та виробничий журнал. – Одеса: ІНТЕРПРІНТ. – 2016. – №3 – С. 59 – 71.
12. Решетов Л.Н. Самоустанавливающиеся механизмы / Л.Н. Решетов. – М.: Машиностроение, 1985. – 272 с.
13. Фролов К.В. Теория механизмов и механика машин / К.В. Фролов и др. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2017. – 566 с.

14. Машнев М.М. Теория механизмов и машин и детали машин / М.М. Машнев, Е.Я. Красковский, П.А. Лебедев. – Л.: Машиностроение, 1980. – 512 с.
15. Озол О.Г. Теория механизмов и машин / О.Г. Озол. – М.: Наука, 1984. – 432 с.
16. Ремонт судовых гидравлических систем / В.И. Маркитантов, П.М. Милованцев, М.Я. Морозов. – М.: Транспорт, 1989. – 174 с.
17. Посацький С.Л. Опір матеріалів / С.Л. Посацький. – Львів: Видавництво Львівського університету, 1963. – 360 с.
18. Прикладна механіка / Е.М. Гуліда, Л.Ф. Дзюба, І.М. Ольховий. – Львів: Світ, 2007. – 384 с.
19. Прикладная механика / К.И. Заблонский, М.С. Беляев, И.Я. Телис и др. – К.: Вища школа, 1979. – 280 с.
20. Макаров Г.В. Уплотнительные устройства / Г.В. Макаров. – М.: Машиностроение, 1973. – 232 с.

REFERENCES

1. Zavisha V.V. Ship auxiliary mechanisms and systems / V.V. Zavisha, B.G. Dekin. – М.: Transport, 1984 – 357 s.
2. Goncharenko A.V. Operation of active transport systems in conditions of multi-alternativeness and uncertainty: dis. ... d-ra tekhn. nauk: specz. 05.22.20 – eksploataci`ya ta remont zasobi`v transportu; Naczi`onal`nij avi`aczi`jni` uni`versitet. – К., 2016. – 328 s.
3. Bulyukina N.A. Friction auto oscillations in marine hydraulic steering gears: avtoref. dis. kand. tekhn. nauk: specz 05.08.05 – sudovy`e e`nergeticheskie ustanovki i ikh e`lementy` (glavny`e i vspomogatel`ny`e); FGBOU VPO «Sankt-Peterburgskij gosudarstvenny`e morskoy tekhnicheskij universitet». – SPb., 2013. – 23 s.
4. Mesropyan A.V. Method of identification of jet-spool hydraulic steering gear / A.V. Mesropyan, K.A. Shirokova, V.A. Czelishhev // Vestnik UGATU. Seriya «Mashinostroenie. Gidravlicheskie mashiny`, gidropnevmoaagregaty`». – Ufa: UGATU. – 2007. – Т.9, Vol.6(24). – S. 44 – 55.
5. Protsenko V.O. Examination of the failure of the coupling of the pump unit of the ship's hydraulic steering machine / V.O. Protsenko // Naukovij vi`snik Khersons`koyi derzhavnoyi mors`koyi akademi`yi. – Kherson: KhDMA. – 2013. – Vol. 1(8) – S. 179 – 184.
6. Ovcharuk O.M. Substantiation of parameters of the drive of the ship's steering machine with lever reduction / O.M. Ovcharuk, V.O. Proczenko // Naukovij vi`snik Khersons`koyi derzhavnoyi mors`koyi akademi`yi. – Kherson: KhDMA. – 2014. – Vol. 2(11) – S. 185 – 196.
7. Pogrebnyak R.P. Structural analysis and rational design parallelogram arm gripping device / R.P. Pogrebnyak // Teoriya i praktika metallurgii. – 2015. – Vol. 1-2. – S. 123 – 125.
8. Sydorenko I. Reducing the reliability of equipment as a result of the reduction of the culture of production / I. Sydorenko, E. Kravtsov, I. Prokopovych, M. Korolkova, S. Dmitrieva // Praci` Odes`kogo poli`tekhnichnogo uni`versitetu, 2019. Vip. 3(59). – 2019. – Vol. 3(59). – S. 5 – 13.
9. 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.
10. Samojlenko L.K. On the structure of the mechanism of the shoe brake and increase its reliability / L.K. Samojlenko, V.O. Proczenko // Naukovij vi`snik Khersons`kogo derzhavnogo mors`kogo i`nstitutu. – Kherson: KhDMI. – 2010. – Vol. 2(3) – S. 211 – 216.
11. Protsenko V.O. Analysis of failures and areas for improvement

- centrifugal couplings of separators of ship power plants / V.O. Protsenko, L.K. Samojlenko, M.V. Babij // Pi`djomno-transportna tekhnika. Naukovo-tekhni`chnij ta virobnychij zhurnal. – Odesa: I`NTERPRI`NT. – 2016. – Vol.3 – S. 59 – 71.
12. Reshetov L.N. Self-aligning mechanisms / L.N. Reshetov. – M.: Mashinostroenie, 1985. – 272 s.
 13. Frolov K.V. Machines and mechanisms theory / K.V. Frolov i dr. – M.: Izd-vo MGTU im. N.E`. Baumana, 2017. – 566 s.
 14. Mashnev M.M. Machines and mechanisms theory and machines elements / M.M. Mashnev, E.Ya. Kraskovskij, P.A. Lebedev. – L.: Mashinostroenie, 1980. – 512 s.
 15. Ozol O.G. Machines and mechanisms theory / O.G. Ozol. – M.: Nauka, 1984. – 432 s.
 16. Repair of ship hydraulic systems / V.I. Markitantov, P.M. Milovanczev, M.Ya. Morozov. – M.: Transport, 1989. – 174 s.
 17. Posacz`kij S.L. Strength of materials / S.L. Posacz`kij. – L`vi`v: Vidavnicztvo L`vi`vs`kogo uni`versitetu, 1963. – 360 s.
 18. Applied mechanics / E.M. Guli`da, L.F. Dzyuba, I.M. Ol`khovij. – Lviv: Svit, 2007. – 384 s.
 19. Applied mechanics / K.I. Zablonskij, M.S. Belyaev, I.Ya. Telis i dr. – K.: Vishha shkola, 1979. – 280 s.
 20. Makarov G.V. Sealing devices / G.V. Makarov. – M.: Mashinostroenie, 1973. – 232 s.

Protsenko V.O., Babij M.V., Nastasenko V.O., Bilokon A.O.

DIRECTIONS AND RESERVES OF RAM-TYPE STEERING GEAR WITH TANGENTS-TYPE MECHANISM TECHNICAL LEVEL

Article deals with one of most commonly used ram-type steering gears. On the basis of theoretical analysis main disadvantages of ram-type steering gears are highlighted. Main of them are low mechanic efficiency, high details load, lot of redundant connections in steering gear lever mechanism structure. So, main purpose of the article is to show main directions and to access reserves of ram-type steering gear equipped with tangential lever mechanism technical level increasing. Main tasks for purpose achievement are: to define main criteria of ram-type steering gear mechanism technical level, that take into account structure perfection, its operation energy efficiency and also details load; to evaluate that criteria for widespread ram-type steering gears; to outline directions of ram-type steering gears technical level increasing and access reserves of its application. Done structure analysis showed that that number of redundant connections in steering gear YOOWON-MITSUBISHI YDFT-335-2 lever mechanism is 20. Reason for having such redundant connections number is kinematic pairs connecting plungers and guide beams and low class of most kinematic pairs. Reserve for decreasing redundant connections number is upgrading kinematic pair class and refusing of guide beams. It is shown that in time of rudder feather shifting from diametric plane to board (when $\alpha = 5...35^\circ$), guide beam could take only 5...7% of lateral force. The source of origin significant loads on plungers in ram-type steering gears is application of tangents-type mechanism for transformation progressive plunger motion to rotating tiller motion. Decreasing lateral loads on plunger through using unloading guide beams, with considering low unloading percent is ineffective. Guide beams availability complicates steering gear construction, increasing number of friction surfaces and trough this complicates steering gear maintenance. It is shown that friction losses in plunger gaskets is 39% of all friction losses. Reserve to decrease gaskets losses is transition from ram-type to piston-type stock equipped construction. Main result is that increasing of ram-type steering gear technical level need to change the type of mechanism for transformation progressive plunger motion to rotating tiller motion from tangents-type to another.

Keywords: steering ram-type gear, plunger, guide beam, tiller, torque, lateral force, load distribution, deformation, efficiency, structure.