

ПЕРСПЕКТИВИ ВДОСКОНАЛЕННЯ ВАЖІЛЬНОГО МЕХАНІЗМУ РУЛЬОВИХ МАШИН ПЛУНЖЕРНОГО ТИПУ

В.О. Проценко¹, В.О. Настасенко², М.В. Бабій³, А.О. Білоконь⁴

¹д.т.н., доцент, професор кафедри транспортних технологій та механічної інженерії,
Херсонська державна морська академія, Херсон, Україна,
ORCID ID: 0000-0002-3468-4952

²д.т.н., доцент, професор кафедри транспортних технологій та механічної інженерії,
Херсонська державна морська академія, Херсон, Україна,
ORCID ID: 0000-0002-0330-1138

³к.т.н., доцент кафедри експлуатації суднових енергетичних установок,
Херсонська державна морська академія, Херсон, Україна,
ORCID ID: 0000-0002-0560-2081

⁴інженер,
Компанія «Marlow Navigation», Херсон, Україна,
ORCID ID: 0000-0001-7895-5315

Анотація

Вступ. Досконалість конструкції будь-якої машини залежить від здатності зберігати стабільність технічної характеристики протягом усього періоду експлуатації. Особливого значення це набуває для рульових машин, від збережуваності яких залежить, зокрема, безпека мореплавства. **Мета** роботи – аналіз перспектив удосконалення важільних механізмів рульових машин плунжерного типу з точки зору підвищення структурної досконалості та зниження навантажуваності деталей. **Результати.** Показано, що еволюція важільного механізму рульових машин плунжерного типу відбувалась у напрямі зниження кількості надлишкових зв'язків. Механізм машини P-18 має $q = 26$ надлишкових зв'язків, механізм ГРМ YOOWON-MITSUBISHI YDFT-335-2 має $q = 20$, машини НАТЛАРА R4ST-1000 – $q = 16$. Підвищення структурної досконалості механізмів ГРМ відбувалось шляхом зміни призначення, конструкції та згодом відмови від прямої балки. У машині P-18 основним її призначенням є розвантаження плунжера. На несівну спроможність балки значний вплив має величина зазору в її сполученні з опорою плунжерів. За відсутності зазору напрямна сприймає 92,3% поперечного навантаження. У разі його збільшення до 0,25 мм напрямна сприйматиме вже 56,2% поперечного навантаження, а в разі подальшого збільшення зазору до 0,50 мм сприймає тільки 20% поперечного навантаження. Інша конструкція ГРМ – YOOWON-MITSUBISHI YDFT-335-2 зберегла напрямну як елемент, що унеможливує поворот плунжерів навколо власної осі, її жорсткість достатня для сприяння максимум 7% поперечного навантаження. Машина НАТЛАРА R4ST-1000 зовсім не містить напрямної, тобто 100% поперечного навантаження сприймають плунжери. Показано, що кількість надлишкових зв'язків у механізмі чотириплунжерної рульової машини можна зменшити до 6, що означає досягнення за критерієм мінімізації їх кількості глобального екстремуму параметрів. **Висновки.** За критеріями структурної досконалості та навантажуваності

плунжерів поперечною силою, застосований у всіх сучасних ГРМ плунжерного типу тангенсний механізм досяг екстремуму свого розвитку, тому перспектива підвищення технічного рівня рульових машин плунжерного типу знаходиться в площині застосування іншого типу механізму для перетворення поступального руху плунжерів в обертальний рух румпеля.

Ключові слова: рульова машина, плунжер, механізм, надлишкові зв'язки, навантаження.

RAM-TYPE STEERING GEAR LEVER MECHANISM IMPROVEMENT PERSPECTIVES

V.O. Protsenko¹, V.O. Nastasenko², M.V. Babii³, A.O. Bilokon⁴

¹Doctor of Technical Sciences, Associate Professor,
Professor at the Transport Technologies and Mechanical Engineering Department,
Kherson State Maritime Academy, Kherson, Ukraine,
ORCID ID: 0000-0002-3468-4952

²Doctor of Technical Sciences, Associate Professor,
Professor at the Transport Technologies and Mechanical Engineering Department,
Kherson State Maritime Academy, Kherson, Ukraine,
ORCID ID: 0000-0002-0330-1138

³Candidate of Technical Sciences,
Associate Professor at the Department of Ship Power Plants Operation,
Kherson State Maritime Academy, Kherson, Ukraine,
ORCID ID: 0000-0002-0560-2081

⁴Engineer,
Marlow Navigation Company, Kherson, Ukraine,
ORCID ID: 0000-0001-7895-5315

Summary

Introduction. Any-type machine perfection depends on its ability to keep technical characteristic stability during all operation period. It acquires particular importance for steering gears, from which stability depends navigation safety.

Purpose. The article purpose is the analysis of the ram-type steering gears lever mechanism improvement perspectives in the case of increasing structural completeness and decreasing details loading. **Results.** It is shown that ram-type steering gears evolution took place in the direction of reducing the number of redundant connections. Steering gear P-18 mechanism has $q = 26$ redundant connections, YOOWON-MITSUBISHI YDFT-335-2 steering gear mechanism – $q = 20$, HATLAPA R4ST-1000 steering gear mechanism – $q = 16$. Increasing steering gears lever mechanisms structural completeness took place through changing purpose, construction and than rejection of guide beam. In P-18 steering gear guide beam main purpose was unloading plunger (ram) from transverse force from tiller. Main influence on guide beam load capacity has size of gap between guide beam and ram support. In gap absence guide beam taking 92.3% of transverse force. When gap size is 0.25 mm, guide beam taking already 56.2% of transverse force, and when gap size increasing to 0.5 mm – only 20%. Other steering gear construction YOOWON-MITSUBISHI YDFT-335-2 save guide beam as element which makes rams rotation around its own axe impossible. The guide beam rigidity

is enough to take only 7% of transverse force. HATLAPA R4ST-1000 steering gear has no guide beam that means that ram taking fully transverse force. It is shown that redundant connections number in four-rams steering gear can be reduced to $q = 6$, that means achievement by criteria of their minimization global parameters extreme. **Conclusions.** By criteria of structural completeness and ram loading by transverse force, using in all modern steering gears tangents-type lever-mechanism reached its development extreme. That's why increasing technical level perspective is in the area of using other type mechanism to transformation rams progressive motion to tiller turn.

Key words: steering gears, ram, mechanism, redundant connections, load.

Вступ. Досконалість конструкції будь-якої машини залежить від здатності зберігати стабільність технічної характеристики та робочих параметрів протягом усього періоду експлуатації (збережувальність – один із критеріїв надійності). Особливого значення це набуває для для рульових машин, від збережувальності яких залежить, зокрема, безпека мореплавства [1].

Аналіз наукових досліджень і публікацій. У машинах, механізми яких містять надлишкові зв'язки, протягом експлуатації відбувається перерозподіл навантажень між деталями, що призводить перевантаження одних і розвантаження інших, це подекуди спричиняє зміну технічної характеристики машини, збільшення в ній механічних втрат. Тому побудова машин з якнайменшою кількістю надлишкових зв'язків та якнайменшими навантаженнями деталей є актуальним завданням. Виконанню досліджень за кожним із вказаних напрямів має передувати оцінка їх перспективності, оскільки кожній технічній системі в межах кожного принципу дії властивий глобальний екстремум параметрів [2], після досягнення якого потрібний перехід до нового принципу дії. Вказаним напрямом присвячена значна кількість робіт, що стосуються металургійних, піднімально-транспортних машин та елементів їх приводів [3–6], удосконаленню конструкції елементів суднових рульових машин присвячено дещо менше уваги [7], що формує умови для виконання подальших досліджень.

Формулювання цілей статті. Метою роботи є аналіз перспектив удосконалення важільних механізмів рульових машин плунжерного типу з позиції підвищення структурної досконалості та зниження навантаженості деталей.

Завдання роботи:

- оцінити ефективність роботи напрямної балки в рульових машинах плунжерного типу з урахуванням експлуатаційних особливостей та її вплив на структурну досконалість важільного механізму;
- встановити резерви підвищення структурної досконалості механізмів плунжерних ГРМ;
- встановити резерви зниження поперечного навантаження плунжерів у ГРМ із тангенсним механізмом.

Виклад основного матеріалу. На початковому етапі проаналізуємо структуру важільного механізму рульової машини Р-18 (рис. 1), яка є однією з класичних конструкцій і випускаються вже понад 40 років. Покажемо в механізмі цієї ГРМ наявність та місце розташування надлишкових зв'язків.



Рис. 1. Загальний вид механізму рульової машини P-18

Для спрощення розрахунків розглядатимемо половину її механізму, що пов'язана лише з одним із плунжерів (рис. 2). У такому варіанті механізм містить три рухомі ланки ($n = 3$) – плунжер із голівкою та опорою, що ковзає по напрямній, румпель і хрестовину, що сполучає румпель і голівку плунжера. Кількість кінематичних пар п'ятого класу становить $P_5 = 2$ (O_5, F_5), кількість кінематичних пар четвертого класу $P_4 = 5$ (A_4, B_4, C_4, E_4, D_4), кінематичних пар третього, другого та першого класів $P_3 = P_2 = P_1 = 0$.

Загальна кількість кінематичних пар

$$P = P_5 + P_4 + P_3 + P_2 + P_1 = 2 + 5 + 0 + 0 + 0 = 7, \quad (1)$$

Сума рухомостей кінематичних пар

$$f = 1P_5 + 2P_4 + 3P_3 + 4P_2 + 5P_1 = 1 \times 2 + 2 \times 5 + 3 \times 0 + 4 \times 0 + 5 \times 0 = 12, \quad (2)$$

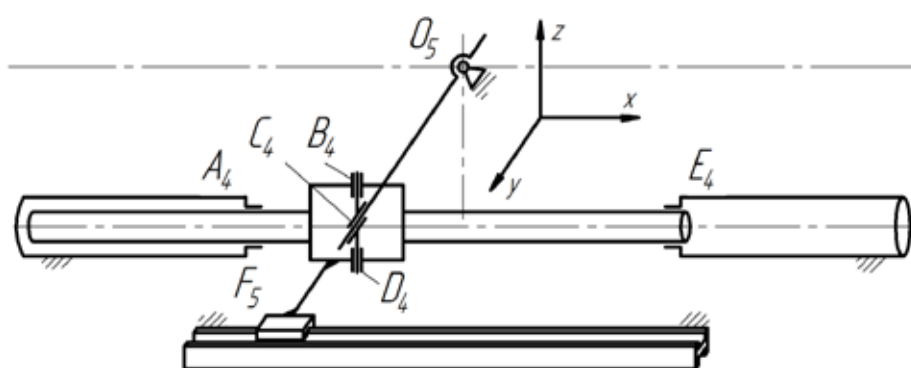


Рис. 2. Структурна схема механізму рульової машини P-18

Кількість незалежних замкнених контурів механізму [8]

$$k = P - n = 7 - 3 = 4, \quad (3)$$

Перший незалежний контур механізму – $O_5C_4B_4A_4O_5$, другий контур – $O_5C_4D_4E_4O_5$, третій контур – $E_4D_4F_5E_4$, четвертий контур – $A_4B_4F_5A_4$.

Ступінь рухомості механізму за формулою Войня і Атанасіу

$$W = N - \sum r_i = 12 - (2 + 3 + 3 + 3) = 1, \quad (4)$$

де $N = 12$ – кількість однорухомих кінематичних пар, що дорівнює сумі рухомостей; $r_1 = 2, r_2 = r_3 = r_4 = 3$ – ранги осей незалежних контурів.

Кількість надлишкових зв'язків механізму машини Р-18 за формулою Сомова-Малишева [11]

$$q_{CM} = W + 5P_5 + 4P_4 + 3P_3 + 2P_2 + P_1 - 6n = 1 + 5 \times 2 + 4 \times 5 + 3 \times 0 + 2 \times 0 + 0 - 6 \times 3 = 13. \quad (5)$$

Кількість надлишкових зв'язків механізму за формулою Озолса

$$q_{O3} = W + 6k - f = 1 + 6 \times 4 - 12 = 13, \quad (6)$$

Таким чином, кількість надлишкових зв'язків $q = q_{CM} = q_{O3} = 13$. Підтверджує наведені викладки і застосування поконтурного методу (табл. 1). Загалом у механізмі ГРМ Р-18 кількість буде $q = 26$. Така їх кількість зумовлена наявністю кінематичних пар низьких класів. Зазначимо, що надлишкові зв'язки q_2, q_6, q_{12} унеможливають самовстановлення ланок у напрямі осі u , тобто в напрямі дії поперечної сили на плунжер. Більшість надлишкових зв'язків ($q_3 - q_{13}$) знаходиться в третьому та четвертому контурах, відмова від яких адекватна зменшенню кількості цих зв'язків. Наявність цих контурів, згідно з виразом (3), має своїм джерелом застосування напрямної і пари F_5 , що передає поперечне навантаження з плунжера на напрямну, а також шарніра D_4 . З позиції роботи механізму як системи ланок, необхідності в цих кінематичних парах немає, проте вони впливають на передачу навантаження в працюючій машині. Шарнір D_4 потрібен для уникнення виникнення в місці сполучення хрестовини і плунжерної голівки зосередженого згинального моменту, що додатково згинатиме плунжер. Повороту плунжера навколо власної осі перешкоджає сполучення румпеля з ними циліндричною парою C_4 . Напрямна закладалась у конструкцію ГРМ для сприйняття частини повного поперечного навантаження (7) збоку румпеля, тому поступальна пара F_5 виконана з розвиненими плоскими елементами.

Таблиця 1

Застосування поконтурного методу до механізму ГРМ Р-18

Контур	Плоскі рухомості f_n	Неплоскі рухомості f_n
$O_5C_4B_4A_4O_5$	$f'_x \quad f'_y \quad f''_z$	$f''_x \quad f''_y \quad f'_z$
$O_5C_4D_4E_4O_5$	$A \quad C \quad \overbrace{DB}^{W_0}$	$A \quad C \quad B$
$E_4D_4F_5E_4$	$E \quad \emptyset \quad D$	$E \quad \emptyset \quad D$
$A_4B_4F_5A_4$	$F \quad \emptyset \quad \emptyset$	$\emptyset \quad \emptyset \quad \emptyset$
	$\emptyset \quad \emptyset \quad \emptyset$	$\emptyset \quad \emptyset \quad \emptyset$
	$\downarrow q_6 \quad \downarrow q_7 \quad \downarrow q_8$	$\downarrow q_5 \quad \downarrow q_6 \quad \downarrow q_7$
		$\downarrow q_{11} \quad \downarrow q_{12} \quad \downarrow q_{13}$
$W = 1, q = 13$		

Оцінку ефективності роботи напрямної як розвантажувального елемента в такій конструкції ГРМ, з урахуванням експлуатаційних особливостей, зробимо висновок шляхом аналізу розподілу навантаження між плунжером та напрямною під час роботи машини.

Для цього розглянемо розрахункову схему, показану на рис. 3. Поперечне зусилля визначається співвідношенням

$$F_l = F_i \sin \alpha = M_i \sin \alpha \cos \alpha / (2H), \quad (7)$$

де F_i – колове зусилля на румпелі; α – кут перекладки стерна; M_i – момент на румпелі (з урахуванням гідродинамічного опору повороту стерна та втрат в опорах балера); H – відстань між осями балера та плунжера.

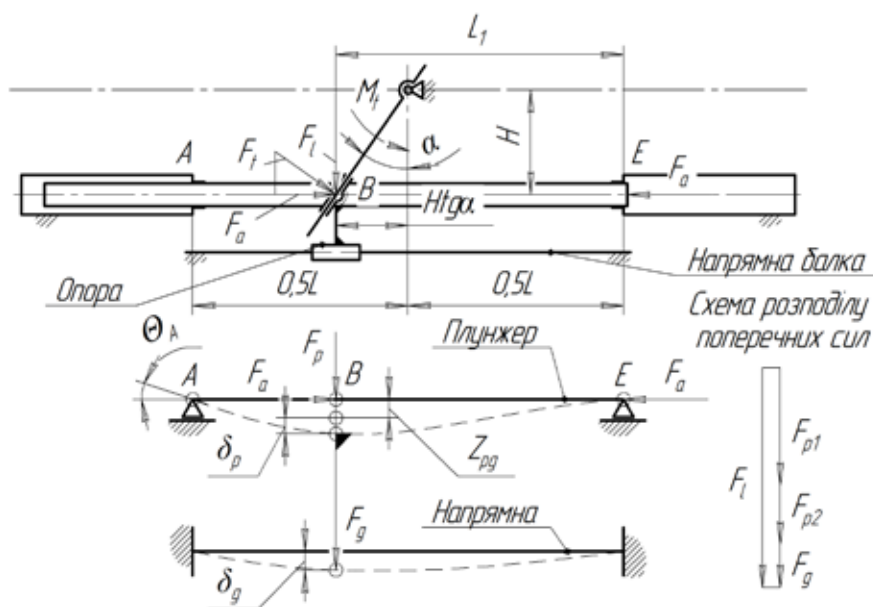


Рис. 3. Розрахункова схема механізму рульової машини P-18

Далі приймаємо такі припущення: деформування плунжерів та напрямних відбувається в межах границі пружності їх матеріалів, між плунжерами та втулками наявні зазори, що дають змогу вважати плунжери балками на шарнірних опорах (зазор вважаємо рівним $2Z = 0,6$ мм, що допускається в експлуатації [9]), напрямна є балкою із жорстко зашкеленими кінцями, плунжери та напрямні мають постійний за довжиною момент інерції перерізу, між опорою плунжерів та напрямною наявний зазор (збільшення якого в експлуатації допускається виробником до величини $Z_{pg} = 0,25$ мм, проте реально в експлуатації він може бути більшим).

За наявності зазора Z_{pg} в парі F_5 поперечне навантаження починатиме сприймати тільки плунжер, після прогину якого на величину цього зазора, поперечне зусилля йому сягатиме величини F_{p1} . Після закриття зазора Z_{pg} напрямна почне сприймати поперечне навантаження сумісно з плунжером, утворюючи статично невизначену балкову систему. При цьому плунжер і напрямна зазнають у результаті

деформації однакових прогинів $\delta_p = \delta_g$, що спричиняться зусиллями, відповідно, F_{p2} та F_g . Усі три згаданих пружних реакцій збоку плунжера та напрямної зрівноважуватимуть зовнішнє поперечне зусилля (7), тоді

$$\begin{cases} F_l = F_{p1} + F_{p2} + F_g; \\ \delta_p = \delta_g. \end{cases} \quad (8)$$

Прогин плунжера як шарнірно опертої балки, що працює в умовах повздовжньо-поперечного згину, становитиме [8]

$$\delta_p = \delta_{p0} / (1 - F_a / F_{Eu}), \quad (10)$$

де δ_{p0} – прогин плунжера як двохопорної балки при поперечному згині від дії тільки сили F_p ; F_a – осьова сила, що стискає плунжер; F_{Eu} – сила Ейлера для плунжера.

$$F_a = F_l \cos \alpha = M_l \cos^2 \alpha / (2H); \quad (11)$$

$$F_{Eu} = \pi^2 EJ_p / L_1^2; \quad (12)$$

$$L_1 = 0,5L + H \tan \alpha, \quad (13)$$

де J_p – момент інерції поперечного перерізу плунжера; E – модуль пружності матеріалу плунжера та напрямної; L – відстань між гідроциліндрами.

Для машини Р-18 максимальний момент становить $M_l = 1000$ кН·м, головні розміри машини такі: $H = 600$ мм, $L = 1600$ мм. Напрягну та плунжер виготовлено зі сталі ($E = 2,1 \times 10^5$ МПа). Плунжер має кільцевий переріз із зовнішнім і внутрішнім діаметрами $d_p = 240$ мм, $d_{p1} = 160$ мм та моментом інерції $J_p = 130690254$ мм⁴. За таких параметрів (для $\alpha = 35^\circ$) урахування повздовжнього згину дає приріст прогину лише 0,31% ($\delta_p = 1,0031\delta_{p0}$). Тому далі враховуємо тільки поперечне навантаження плунжерів, тоді:

$$Z_{pg} = F_{p1} (L - L_1)^2 L_1^2 / (3EJ_p L) = F_{p1} \lambda_p; \quad (14)$$

$$\delta_p = F_{p2} (L - L_1)^2 L_1^2 / (3EJ_p L) = F_{p2} \lambda_p; \quad (15)$$

$$\delta_g = F_g (L - L_1)^3 L_1^3 / (3EJ_g L^3) = F_g \lambda_g, \quad (16)$$

де J_g – момент інерції поперечного перерізу напрямної; λ_p та λ_g – лінійні піддатливості плунжера та напрямної відповідно.

Кутовий зазор в опорі A в разі деформації плунжера завжди буде меншим, ніж в опорі E , і становитиме

$$\Delta\theta_A = \theta_{\max} - \theta_A, \quad (17)$$

де $\theta_{\max} = 2Z/l_s$ ($l_s = 240$ довжина плунжерної втулки) – максимально можливий кут повороту плунжера у втулці в межах діаметрального зазору $2Z$; θ_A – кут повороту кінця плунжера в опорі A .

$$\theta_A = (F_{p1} + F_{p2})L^2(L_1/L - [L_1/L]^3) / (6EJ_p). \quad (18)$$

Після вираження зусилля F_{p2} (15) через F_g (16) із використанням (9), підстановки у (8), та виконання перетворень, отримаємо вираз для обчислення поперечного навантаження напрямної

$$F_g = (F_l \lambda_p - Z_{pg}) / (\lambda_p + \lambda_g). \quad (19)$$

Звідки коефіцієнт навантаження напрямної, що характеризує ефективність її роботи з розвантаження плунжера, становитиме

$$K_{gl} = F_g / F_l = (\lambda_p - Z_{pg} / F_l) / (\lambda_p + \lambda_g). \quad (20)$$

Напрямна балка в машині Р-18 має двотавровий переріз із вирізом посередині стінки (рис. 1) $J_g = 284981668 \text{ мм}^4$. Наведені викладки дали змогу побудувати графіки (рис. 4) залежності поперечних зусиль, що діють на плунжер та напрямну (рис. 4, а), та коефіцієнта (20) навантаження напрямної (рис. 4, б) від величини зазору Z_{pg} . Графіки побудовано для кута перекладки стерна $\alpha = 35^\circ$ при дії максимального моменту на румпелі.

Таким чином, зі збільшенням зазору Z_{pg} між опорою плунжера та напрямною ефективність функціонування останньої зменшується. За відсутності зазору ($Z_{pg} = 0$) (рис. 4, а) напрямна сприймає 362 кН поперечного навантаження, а плунжер – лише 30 кН, або 7,7% ($K_{gl} = 0,923$). У разі збільшення зазору до $Z_{pg} = 0,125$ мм навантаження плунжера збільшується в 3,4 рази до 101 кН, а напрямної – зменшується до 291 кН, тобто напрямна сприйматиме 74,3% навантаження ($K_{gl} = 0,743$). У разі подальшого збільшення зазору до величини $Z_{pg} = 0,250$ мм, напрямна сприйматиме 56,2% поперечного навантаження ($K_{gl} = 0,562$), або 220 кН, а плунжер – відповідно, 172 кН, чи 43,8%. Наявність додатнього кутового зазора $\Delta\theta_A$ в опорі А (рис. 4, б) свідчить про правомірність припущення про плунжер як балку на шарнірних опорах.

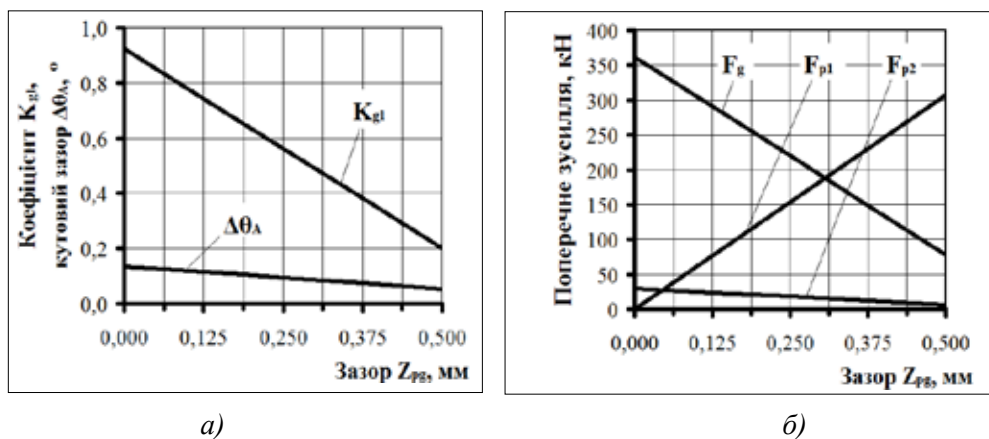


Рис. 4. Графік залежності поперечних зусиль (а), коефіцієнта навантаження напрямної та кутового зазора в опорі А (б) від величини зазору Z_{pg}

Отже, в експлуатації ефективність функціонування прямої з розвантаження плунжера від поперечного зусилля залежить від стану елементів кінематичної пари F_3 (рис. 2), зокрема, величини зазору Z_{pg} між ними, що підтверджує структурну недосконалість механізму ГРМ Р-18. Зменшення кількості надлишкових зв'язків можна досягти підвищенням класу застосованих пар, але ефективніше зменшенням кількості контурів.

У більш пізніх ГРМ пряма позбулась функції сприйняття більшої частини поперечного навантаження на плунжер. Так, у машині YOOWON-MITSUBISHI YDFT-335-2 [10] пряма здатна нести лише 5–7% навантаження, решту сприймає плунжер. Натомість пряма набула функції убезпечення повороту плунжерів навколо власної осі. Загалом механізм ГРМ YOOWON-MITSUBISHI YDFT-335-2 має $q = 20$ надлишкових зв'язків.

З метою зниження кількості надлишкових зв'язків у наступній аналізованій машині НАТЛАРА R4ST-1000 (рис. 5) пряма відсутня (повздовжня балка ϵ , але на ній закріплено вказівник кута перекладки) і застосовані циліндричні повзуни, що утворюють пари B_4 та D_4 (рис. 6), які виключають поворот плунжера навколо власної осі.



Рис. 5. Загальний вид механізму рульової машини НАТЛАРА R4ST-1000

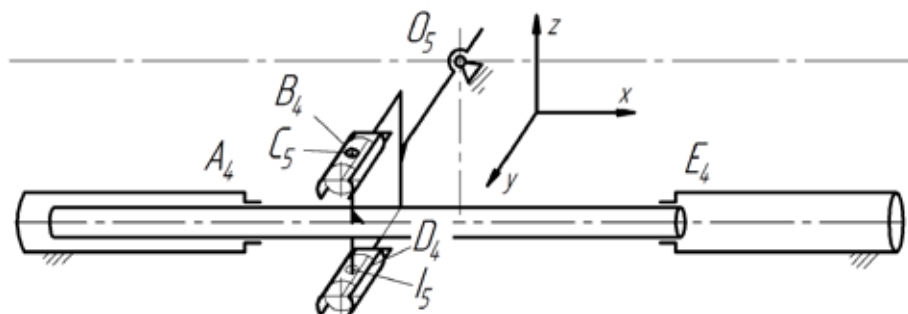


Рис. 6. Структурна схема механізму рульової машини НАТЛАРА R4ST-1000

Кількість кінематичних пар тут становить: $P_5 = 3$ (O_5, C_5, I_5), $P_4 = 4$ (A_4, B_4, E_4, D_4), $P_3 = P_2 = P_1 = 0$, механізм містить чотири рухомі ланки ($n = 4$). Структурний аналіз демонструє, що незалежних контурів три – $O_5B_4C_5A_4O_5$, $O_5D_4I_5E_4O_5$, $C_5B_4D_4I_5C_5$, ступінь рухомості механізму $W = 1$, кількість надлишкових зв'язків в аналізованому механізмі $q_{CM} = q_{O3} = 8$, а у всьому механізмі ГРМ $q = 16$. Поконтурний метод (табл. 2), демонструє, що абсолютна більшість надлишкових зв'язків ($q_3 - q_8$) знаходиться в четвертому контурі, наявність якого зумовлена наявністю пар D_4 та I_5 , про необхідність застосування яких сказано вище.

Знизити кількість надлишкових зв'язків можна зменшити застосуванням плунжерів, які встановлені з ексцентриситетом e (може бути у вертикальній чи горизонтальній площині) для виключення їх повороту навколо власної осі, одного призматичного повзуна (утворює з пазом румпеля кінематичну пару третього класу) встановленого між плунжерами на сферичній опорі. Таким чином, механізм матиме $n = 3$, $P_5 = 1$, $P_4 = 2$, $P_3 = 2$, $P_2 = P_1 = 0$, дві рухомості ($W = 2$) – основну рухомість механізму і місцеву рухомість – поворот повзуна навколо осі x . Неважко обчислити, що такий механізм матиме $q = 3$, а чотириплунжерна машина із двох таких механізмів матиме $q = 6$ (у машині Р-18 $q = 26!$). Подальше зниження кількості надлишкових зв'язків без введення додаткових ланок та кінематичних пар є доволі складним.

Таблиця 2

Застосування поконтурного методу до механізму ГРМ НАТЛАРА R4ST-1000

Контур	Плоскі рухомості f_n	Неплоскі рухомості f_n
$O_5B_4C_5A_4O_5$	$f'_x \quad f'_y \quad f''_z$	$f''_x \quad f''_y \quad f'_z$
$O_5D_4I_5E_4O_5$	$A \quad B \quad \begin{matrix} OC \\ \uparrow W_0 \end{matrix}$	$A \quad B \quad \emptyset$
$C_5B_4D_4I_5C_5$	$E \quad D \quad I$	$E \quad D \quad \emptyset$
	$\emptyset \quad \emptyset \quad \emptyset$	$\emptyset \quad \emptyset \quad \emptyset$
	$\downarrow q_3 \quad \downarrow q_4 \quad \downarrow q_5$	$\downarrow q_6 \quad \downarrow q_7 \quad \downarrow q_8$
$W = 1, q = 8$		

Переходячи від структури механізмів ГРМ до навантаженості їх деталей, зазначимо, що у всіх конструкціях забезпечене значне поперечне навантаження плунжерів, яке можна оцінити коефіцієнтом їх навантаження коловою силою. Для машин із напрямною вираз (21) для його обчислення неважко отримати з використанням співвідношень (7), (8) та (19), а для машин, що не містять напрямної, $F_p = F_t$, і тому $K_{pt} = \sin \alpha$.

$$K_{pt} = F_p / F_t = (\lambda_g \sin \alpha + Z_{pg} / F_t) / (\lambda_p + \lambda_g). \quad (21)$$

Тобто для $\alpha = 35^\circ$ в машині НАТЛАРА R4ST-1000 та інших ГРМ без напрямної, на плунжер передається 57% колової сили F_t ($K_{pt} = 0,573$). Наявність напрямної здатне зменшити цей відсоток – у машині Р-18 при $Z_{pg} = 0$ плунжер навантажується зусиллям, що становить близько 4% від колового ($K_{pt} = 0,044$), а при гранично допустимому

зазори $Z_{pg} = 0,25\text{--}25\%$ від колового зусилля ($K_{pt} = 0,251$), у разі збільшення зазору до величини $Z_{pg} = 0,50$ мм (що цілком реально в експлуатації), плунжер сприйматиме вже 46% колового зусилля ($K_{pt} = 0,459$). Різниця між навантаженням плунжерів поперечною силою в 57% колового зусилля в машинах без напямної і 46% в машинах із напямною за наявності зазора також свідчить на користь відмови від останньої. Крім цього, питання зниження поперечного навантаження плунжерів шляхом збільшення жорсткості напямної є малоперспективним, оскільки основний вплив на поперечне навантаження (7) мають особливості силової взаємодії ланок застосованого в сучасних ГРМ тангенсного важільного механізму. Це означає, що за критерієм навантаженості плунжерів поперечним зусиллям конструкція механізму тангенсного типу досягла глобального екстремуму, тому резерв зниження навантаженості плунжерів знаходиться у площині застосування іншого типу механізму для перетворення поступального руху плунжерів в обертовий рух румпеля.

Висновки. За рахунок виконання представлених у роботі теоретичних досліджень:

- показано, що еволюція важільних механізмів рульових машин плунжерного типу відбувалась у напрямі зниження кількості надлишкових зв'язків. Механізм машини Р-18 має $q = 26$ надлишкових зв'язків, механізм більш сучасної ГРМ YOOWON-MITSUBISHI YDFT-335-2 має $q = 20$, машини НАТЛАРА R4ST-1000 – $q = 16$;

- підвищення структурної досконалості механізмів ГРМ відбувалось шляхом зміни призначення, конструкції та згодом відмови від напямної балки. Так, у машині Р-18 основним її призначенням є розвантаження плунжера. На несівну спроможність напямної значний вплив має величина зазору в сполученні балки та опори плунжерів. У разі відсутності зазору напямна сприймає 92,3% поперечного навантаження. У разі його збільшення до 0,25 мм напямна сприйматиме вже 56,2% поперечного навантаження, а в разі подальшого збільшення зазору до 0,50 мм напямна сприймає тільки 20% поперечного навантаження. Інша конструкція ГРМ – YOOWON-MITSUBISHI YDFT-335-2 зберегла напямну як елемент, що лише унеможливило поворот плунжерів навколо власної осі, її жорсткість достатня для сприяння максимум 7% поперечного навантаження. Машина НАТЛАРА R4ST-1000 зовсім не містить напямної, тобто 100% поперечного навантаження сприймають плунжери;

- показано, що кількість надлишкових зв'язків у механізмі чотириплунжерної рульової машини можна зменшити до 6, що означає досягнення за критерієм мінімізації їх кількості глобального екстремуму параметрів;

- з огляду на низьку ефективність роботи та, зрештою, відмову від напямної за критерієм навантаженості плунжерів поперечною силою, застосований у сучасних ГРМ тангенсний механізм досяг екстремуму свого розвитку, тому перспектива зниження навантаженості плунжерів знаходиться в площині застосування іншого типу механізму для перетворення поступального руху плунжерів в обертовий рух румпеля.

Напрями подальших досліджень:

- оцінка енергетичної ефективності механізму ГРМ плунжерного типу та встановлення напрямів її підвищення;

- розроблення конструктивних схем ГРМ із підвищеними техніко-економічними та експлуатаційними показниками;

- розроблення основ структурно-параметричного синтезу ГРМ плунжерного типу.

ЛІТЕРАТУРА

1. Харин В.М. Судовые гидравлические рулевые машины. Одесса : Фенікс, 2005. 280 с.
2. Кузнецов Ю.М., Скляр Р.А. Прогнозування розвитку технічних систем. Київ : ТОВ «ЗМОК» – ПП «ГНОЗІС», 2004. 323 с.
3. Погребняк Р.П., Погребняк М.Р. Пошук й усунення повторюваних зв'язків у схемі напрямного кривошипно-повзункового механізму захоплювального пристрою. *Наука та прогрес транспорту. Вісник Дніпровського національного університету залізничного транспорту*. 2020. № 3 (87). С. 129–137. doi.org/10.15802/stp2020/208233
4. Погребняк Р.П. Повторювані зв'язки у схемах стрижньового повзунно-шатунного механізму захоплювального пристрою. *Наука та прогрес транспорту. Вісник Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту*. 2018. № 4 (76). С. 81–88. DOI: 10.15802/stp2018/140547
5. 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. № 3(59). С. 5–13. DOI: 10.15276/opu.3.59.2019.01
6. Проценко В.О., Самойленко Л.К., Бабій М.В. Аналіз відмов та напрямки удосконалення відцентрових муфт сепараторів суднових енергетичних установок. *Підйомно-транспортна техніка. Науково-технічний та виробничий журнал*. 2016. № 3. С. 59–71.
7. Овчарук О.М., Проценко В.О. Обґрунтування параметрів приводу суднової рульової машини з важільною редукцією. *Науковий вісник Херсонської державної морської академії*. 2014. № 2(11). С. 185–196.
8. Иосилевич Г.Б., Лебедев П.А., Стреляев В.С. Прикладная механика. Москва : Машиностроение, 1985. 576 с.
9. Маркитантов В.И., Милованцев П.М., Морозов М.Я. Ремонт судовых гидравлических систем. Москва : Транспорт, 1989. 174 с.
10. Проценко В.О., Настасенко В.О., Бабій М.В., Білоконь А.О. Особливості передавання навантаження деталями суднової рульової машини плунжерного типу. *Судноводіння. Науково-технічний збірник*. 2020. Вип. 30. С. 107–116. DOI: 10.31653/2306-5761.30.2020.107-116

REFERENCES

1. Kharin V.M. (2005). Marine hydraulic steering gear [Sudovye gidravlicheskie rulevyie mashiny]. Odessa : Fenix, 280 p. [in Russian].
2. Kuznetsov Yu.M., Sklyarov R.A. (2004) Technical systems development prognosing [Prohnozuvannia rozvytku tekhnichnykh system]. Kyiv : TOV “ZMOK”-PP “GNOZIS”, 323 p [in Ukrainian].
3. Pogrebnyak R.P., Pogrebnyak M.R. (2020) Search and elimination of repeated connections in the scheme of guiding slide-crank mechanism of the gripping device [Poshuk y usunennia povtoriuvaniykh zviazkiv u skhemi napriamnoho kryvoshypno-povzunkovoho mekhanizmu zakhopliuvalnoho

- prystroiu]. *Transport science and progress. Bulletin of Dnipro National University of Railway transport named after Academician V. Lazaryan.* 3 (87). 129–137 [in Ukrainian].
4. Pogrebnyak R.P. (2018) Repeated connections in the schemes of link slider-crank mechanism of gripping device [Povtorivani zviazky u skhemakh stryzhnovoho povzunno-shatunnoho mekhanizmu zakhopliuvalnoho prystroiu]. *Transport science and progress. Bulletin of Dnipro National University of Railway transport named after Academician V. Lazaryan.* 3 (76). 81–88 [in Ukrainian].
 5. 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. *Proceedings of Odessa Polytechnic University.* 3 (59). 5–13.
 6. Protsenko V.O., Samojlenko L.K., Babiy M.V. (2016) Refusal analysis and improvement directions of centrifugal couplings ship power plant purifiers [Analiz vidmov ta napriamky udoskonalennia vidtsentrovnykh muft separatoriv sudnovykh enerhetychnykh ustanovok]. *Hoisting and conveying equipment. Research and practice journal.* 3. 59–71 [in Ukrainian].
 7. Ovcharuk O.M., Protsenko V.O. (2016) Justification parameters of steering gear driving with lever reduction [Obgruntuvannia parametriv pryvodu sudnovoi rulovoi mashyny z vazhilnoiu reduktsiieiu]. *Scientific Bulletin Kherson State Maritime Academy.* 2 (11). 185–196 [in Ukrainian].
 8. Iosilevich G.B., Lebedev P.A., Strelyaev V.S. (1985) Applied mechanic [Prikladnaya mehanika]. Moscow: Machinebuilding. 576 p. [in Russian].
 9. Markitantov V.I., Milovantsev P.M., Morozov M.Ya. (1989) Repairing of ship hydraulic systems [Remont sudovyih gidravlicheskih sistem]. Moscow: Transport. 174 p. [in Russian].
 10. Protsenko V.O., Nastasenko V.O., Babiy M.V., Bilokon A.O. (2020) Marine ram-type steering gear details load transfer features [Osobennosti peredachi sborki detaley sudovogo rulevogo mekhanizma plunzhernogo tipa]. *Shipping and navigation. Research journal.* 30. 107–116 [in Ukrainian].