

УДК 621.87:62-567

DOI: 10.15276/pidtt.1.67.2022.08

Проценко В. О., Маринченко Д. О.

Херсонська державна морська академія

ПІДВИЩЕННЯ СТРУКТУРНОЇ ДОСКОНАЛОСТІ ТАНГЕНСНОГО МЕХАНІЗМУ СУДНОВИХ РУЛЬОВИХ МАШИН ПЛУНЖЕРНОГО ТИПУ

***Анотація.** У статті проаналізовано недоліки структури застосованого в сучасних суднових гідравлічних рульових машинах тангенсного механізму. Виконано структурний аналіз механізму машини FLUTEK-KAWASAKI FE 21-243 зі сполученням плунжерів із румпелем за рахунок роликів. В результаті показано, що механізм цієї машини містить 16 надлишкових зв'язків. Показано, що причинами виникнення цих зв'язків є необхідність унеможливлення повороту плунжерів навколо власних осей (з цією метою в машині FLUTEK-KAWASAKI застосовано встановлені паралельно плунжерам напрямні балки) та передача навантаження від плунжерів на румпель двома потоками (для чого застосовано по два ролика з обох боків плунжерів). Запропоновано основні напрямки підвищення структурної досконалості механізму ГРМ. Наведено структурну схему тангенсного механізму ГРМ, де вдалося зменшити кількість надлишкових зв'язків більше ніж в два рази (з 16 до 6) за рахунок відмови від прямої балки та передачі робочого зусилля від плунжерів на румпель одним потоком.*

***Ключові слова:** рульова машина, структура, надлишкові зв'язки, плунжер, румпель, механізм.*

Вступ. Гідравлічні рульові машини (ГРМ) є відповідальними елементами сучасних суден, які повинні безвідмовно працювати протягом всього періоду експлуатації, оскільки від їх працездатності залежить безпека мореплавства. Водночас, машини плунжерного типу мають достатньо складні важільні механізми, що обумовлює високі вимоги до точності розташування поверхонь фундаменту, трудомісткість установки на нього та відповідно високу вартість монтажу. У машинах, механізми яких містять надлишкові зв'язки, протягом експлуатації відбувається перерозподіл навантажень між деталями, що призводить перевантаження та виходу з ладу частини з них. Це може спричинити зміну технічної характеристики, збільшення механічних втрат та заклинювання рухомих деталей. З метою унеможливлення вказаних явищ, механізми ГРМ з надлишковими зв'язками потребують постійного нагляду в експлуатації, контролю

зазорів між деталями, виконання регулювальних та підгоночних робіт, що додатково збільшує експлуатаційні витрати.

Таким чином, зниження кількості надлишкових зв'язків у механізмах рульових машин та створення їх раціональних конструкцій є актуальним і важливим завданням.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Виключенню надлишкових зв'язків у механізмах присвячена значна кількість робіт, що стосуються металургійних, піднімально-транспортних машин, дизелів, та їх елементів [1-4], удосконаленню конструкції елементів судових рульових машин плунжерного типу присвячена порівняно невелика кількість робіт [5-7]. Тут показано, що наявність в розглянутих машинах прямої балки, закладеної в конструкцію як розвантажувальний елемент плунжерів та засіб унеможливлення їх повороту навколо власної осі при роботі машини є недоцільним, оскільки на її несівну спроможність суттєво впливає величина зазора в сполученні балки та опори плунжерів. Так, в машині Р-18 при відсутності зазора пряма сприймає 92,3%, поперечного навантаження, а при його збільшенні до 0,50 мм - тільки 20%. В машині YOOWON-MITSUBISHI YDFT-335-2 пряма є елементом, що лише унеможливорює поворот плунжерів навколо власної осі, її жорсткість достатня для сприйняття максимум 7% поперечного навантаження. Машина HATLAPA R4ST-1000 зовсім не містить прямої, тобто 100% поперечного навантаження сприймають плунжери, а забезпечення плунжерів від повороту відбувається за рахунок циліндричної форми повзунів, що передають навантаження з плунжерів на румпель. З точки зору енергетичної ефективності розглянуті рульові машини не є найбільш досконалими, оскільки плунжери сполучено з румпелем парами ковзання. В попередніх роботах показано, що з метою зменшення кількості надлишкових зв'язків у механізмах ГРМ доцільно відмовитись від прямої балки, проте конкретних конструктивних рішень не запропоновано.

З огляду на викладене, метою даної роботи підвищення структурної досконалості тангенсного механізму судових рульових машин плунжерного типу із сполученням повзунів та румпеля парами кочення.

Завдання роботи:

- виконати аналіз структури механізму сучасної конструкції ГРМ плунжерного типу зі сполученням повзунів та румпеля парами кочення, встановити в ньому кількість та місце розташування надлишкових зв'язків;

- запропонувати схему тангенсного механізму ГРМ зі зниженою кількістю надлишкових зв'язків.

Виклад основного матеріалу. На першому етапі проаналізуємо структуру важільного механізму сучасної рульової

машини FLUTEK-KAWASAKI FE 21-243 (рис. 1), що містить чотири рухомі ланки ($n = 4$) – плунжер із опорою, що ковзає по напрямній (круглого перерізу), румпель і два ролики, які встановлені замість повзунів для зменшення втрат на тертя.

Кількість кінематичних пар п'ятого класу тут становить $P_5 = 3$ (O_5, C_5, I_5) (рис. 2, де для спрощення розрахунків показана половина механізму), кількість кінематичних пар четвертого класу $P_4 = 2$ (A_4, E_4), кількість кінематичних пар третього класу $P_3 = 0$, пар другого класу $P_2 = 3$ (B_2, D_2, F_2), першого класу $P_1 = 0$.

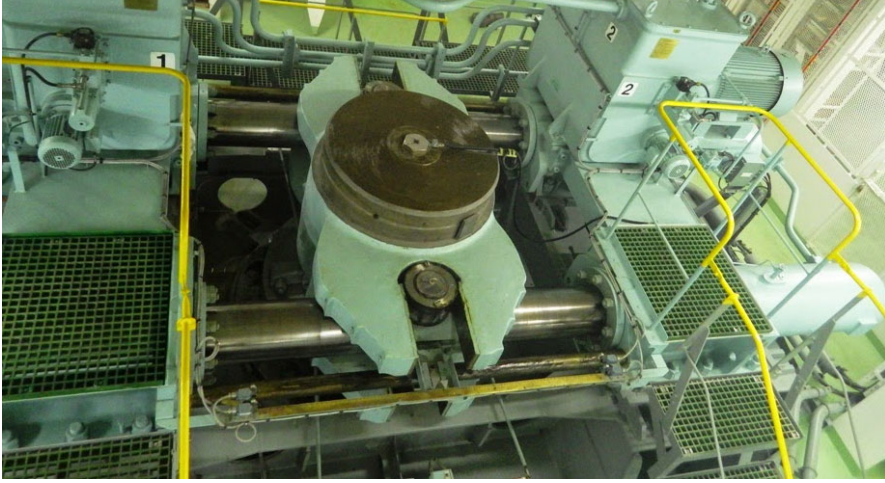


Рисунок 1 – Загальний вигляд рульової машини FLUTEK-KAWASAKI FE 21-243

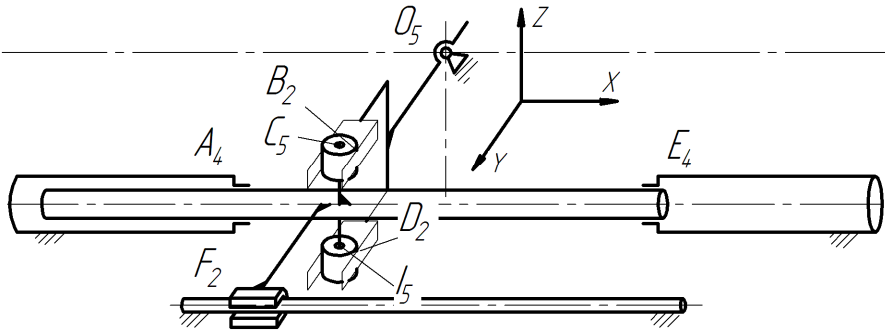


Рисунок 2 – Структурна схема механізму рульової машини FLUTEK-KAWASAKI FE 21-243 ($q = 8$)

Загальна кількість кінематичних пар

$$P = P_5 + P_4 + P_3 + P_2 + P_1 = 3 + 2 + 0 + 3 + 0 = 8.$$

Сума рухомостей кінематичних пар

$$f = 1P_5 + 2P_4 + 3P_3 + 4P_2 + 5P_1 = 1 \times 3 + 2 \times 2 + 3 \times 0 + 4 \times 3 + 5 \times 0 = 19.$$

Кількість незалежних замкнених контурів механізму за формулою Гохмана [4]

$$k = P - n = 8 - 4 = 4.$$

Перший незалежний контур механізму – $O_5B_2C_5A_4O_5$, другий контур – $O_5D_2I_5E_4O_5$, третій контур – $C_5B_2D_2I_5C_5$, четвертий контур – $O_5B_2C_5F_2O_5$,

Ступінь рухомості механізму за формулою Войня і Атанасіу [8]

$$W = f - \sum r_i = 19 - (4 + 4 + 3 + 5) = 3,$$

де $r_1 = r_2 = 4$, $r_3 = 3$, $r_4 = 5$ – ранг осей незалежних контурів.

Тут основна рухомість механізму $W_o = 1$, місцеві рухомості обох роликів (обертання навколо осі Z) $W_m = 2$ (загалом $W = W_o + W_m = 3$).

Кількість надлишкових зв'язків механізму за формулою Сомова-Малишева [9]

$$\begin{aligned} q_{\text{нi}} &= W + 5P_5 + 4P_4 + 3P_3 + 2P_2 + P_1 - 6n = \\ &= 3 + 5 \times 3 + 4 \times 2 + 3 \times 0 + 2 \times 3 + 0 - 6 \times 4 = 8. \end{aligned}$$

Кількість надлишкових зв'язків механізму за формулою Озолса [10]

$$q_{O3} = W + 6k - f = 3 + 6 \times 4 - 19 = 8.$$

Поконтурний метод (табл. 1), демонструє, що більшість надлишкових зв'язків (4, $q_3 - q_6$) знаходиться в третьому контурі $C_5B_2D_2I_5C_5$, наявність якого обумовлена існуванням кінематичних пар C_5 та I_5 .

Таблиця 1 – Застосування поконтурного методу до механізму машини FLUTEK-KAWASAKI FE 21-243

Контур	Плaskі рухомості f_n			Неплaskі рухомості f_n		
	f'_x	f'_y	f''_z	f''_x	f''_y	f'_z
$O_5B_2C_5A_4O_5$	A	B		A	∅	B
$O_5D_2I_5E_4O_5$	E	D		ED	∅	∅
$C_5B_2D_2I_5C_5$	∅	∅	∅		B	D
$O_5B_2C_5F_2O_5$	F	F	F	F	∅	∅
$W = 3, q = 8$						

З точки зору роботи механізму, як сукупності ланок, необхідності в цих кінематичних парах немає, проте вони впливають на передачу навантаження в реальній працюючій рульовій машині.

Шарнір I_5 тут потрібен для унеможливлення виникнення в місці сполучення осі ролика C_5 з плунжером зосередженого згинального моменту, що, крім осьової і поперечної сили, додатково згинатиме в такому випадку плунжер. Виникнення двох надлишкових зв'язків (q_7 та q_8) обумовлено утворенням контура $O_5B_2C_5F_2O_5$ через наявність кінематичної пари F_2 , що сполучає плунжер із напрямною. Функцією останньої в механізмі машини, що розглядається, є унеможливлення повороту плунжерів навколо власної осі.

Розглядаючи перспективи розвитку тангенсного механізму плунжерних ГРМ з точки зору підвищення структурної досконалості, намітимо його основні напрямки:

- забезпечення передачі навантаження від плунжерів до румпеля через один повзун або ролик замість двох. Це дасть зменшення кількості кінематичних пар, та, за розташування центра кінематичної пари "повзун-паз румпеля" на осі плунжерів, уникнення дії на них зосередженого згинального моменту;

- виключення з конструкції механізму напрямної балки, як елемента, що перешкоджає повороту плунжерів навколо власної осі та унеможливлення повороту плунжерів навколо власної осі іншим чином. Це дасть можливість зменшити кількість незалежних контурів та за рахунок цього кількість надлишкових зв'язків.

Запровадження наведених напрямків дало можливість запропонувати механізм, показаний на рис. рис. 3.

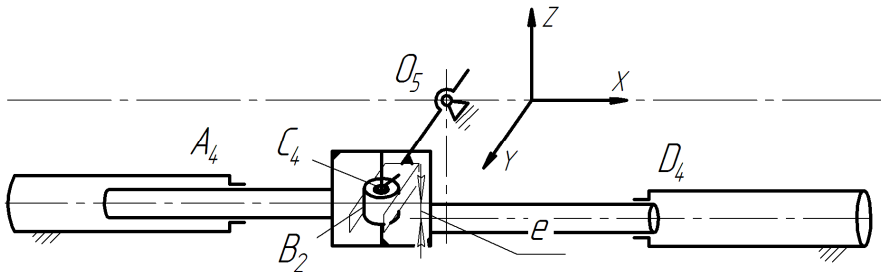


Рисунок 3 – Структурна схема тангенсного механізму рульової машини зі зниженою кількістю надлишкових зв'язків ($q = 3$)

Тут плунжери розташовані паралельно один одному з ексцентриситетом e (може бути у площині YX чи ZX) з метою виключення можливості їх повороту навколо власної осі і відмови за рахунок цього від напрямних балок. З метою зниження втрат на тертя застосовано ролики (по одному на кожну пару плунжерів), подібно до розглянутої вище машини FLUTEK-KAWASAKI. Таким чином,

запропонований механізм містить три рухомі ланки ($n = 3$) – плунжер, румпель і повзун. Кількість кінематичних пар п'ятого класу $P_5 = 1$ (O_5), кількість кінематичних пар четвертого класу $P_4 = 3$ (A_4, C_4, D_4), кількість кінематичних пар третього класу $P_3 = 0$, кількість кінематичних пар другого класу $P_2 = 1$ (B_2), першого класу $P_1 = 0$.

Загальна кількість кінематичних пар

$$P = P_5 + P_4 + P_3 + P_2 + P_1 = 1 + 3 + 0 + 1 + 0 = 5.$$

Сума рухомостей кінематичних пар

$$f = 1P_5 + 2P_4 + 3P_3 + 4P_2 + 5P_1 = 1 \times 1 + 2 \times 3 + 3 \times 0 + 4 \times 1 + 5 \times 0 = 12.$$

Кількість незалежних замкнених контурів механізму

$$k = P - n = 5 - 3 = 2.$$

Перший незалежний контур механізму – $O_5B_2C_4A_4O_5$, другий контур – $O_5B_2C_4D_4O_5$.

Ступінь рухомості механізму за формулою Войня і Атанасіу

$$W = f - \sum r_i = 12 - (5 + 5) = 2,$$

де $r_1 = r_2 = 5$ – ранг осей незалежних контурів.

Механізм має дві рухомості ($W = 2$): тут основна рухомість механізму $W_o = 1$, місцева рухомість ролика (обертання навколо осі Z) $W_m = 1$ ($W = W_o + W_m = 2$).

Кількість надлишкових зв'язків механізму за формулою Сомова-Малишева

$$\begin{aligned} q_{Ni} &= W + 5P_5 + 4P_4 + 3P_3 + 2P_2 + P_1 - 6n = \\ &= 2 + 5 \times 1 + 4 \times 3 + 3 \times 0 + 2 \times 1 + 0 - 6 \times 3 = 3. \end{aligned}$$

Кількість надлишкових зв'язків механізму за формулою Озолса

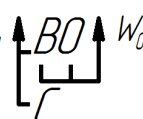
$$q_{Oz} = W + 6k - f = 2 + 6 \times 2 - 11 = 3.$$

Застосування поконтурного методу (табл. 2) підтверджує отримані розрахунком результати.

Таким чином, загальна кількість надлишкових зв'язків у чотириплунжерній машині становитиме $q = 6$ (у машині FLUTEK-KAWASAKI ix 16).

Ліквідація наявних трьох зв'язків в конструкції за рис. 3 можлива застосуванням кінематичних з'єднань для сполучення плунжерів із рамкою, де закріплено вісь повзуна. Таке удосконалення за дослідженнями автора викличе собою лише ускладнення конструкції машини, оскільки в цьому випадку плунжери перетворюються на шарнірно сполучені консольні балки, що потребуватиме значної зміни конструкції гідроциліндрів з метою забезпечення можливості сприйняття бічного зусилля.

Таблиця 2 – Застосування поконтурного методу до пропонуваного механізму ГРМ

Контур	Плaskі рухомості f_n			Неплaskі рухомості f_n		
	f'_x	f'_y	f''_z	f''_x	f''_y	f'_z
$O_5B_2C_4A_4O_5$	A	B		AB	C	Ø
$O_5B_2C_4D_4O_5$	D	Ø	Ø	D	Ø	B
		$\downarrow q_1$	$\downarrow q_2$		$\downarrow q_3$	
$W = 2, q = 3$						

Висновки

За рахунок виконання представлених в роботі досліджень:

- показано, що тангенсні механізми рульових машин плунжерного типу містять значну кількість надлишкових зв'язків, так, механізм машини FLUTEK-KAWASAKI FE 21-243 містить їх $q = 16$;

- встановлено, що наявність надлишкових зв'язків у механізмах обумовлена двома причинами. По-перше, необхідністю унеможливлення повороту плунжерів навколо власних осей – для цього в машині FLUTEK-KAWASAKI застосовано встановлені паралельно плунжерам напрямні балки, що сполучені з повзунами вильчастими шарнірами, які додають незалежних контурів. По-друге, передача навантаження від плунжерів на румпель відбувається двома потоками – в машині FLUTEK-KAWASAKI застосовано два ролика, кожен з яких також додає незалежний контур;

- запропоновано структурну схему тангенсного механізму ГРМ, де вдалося зменшити кількість надлишкових зв'язків більше ніж в два рази (з 16 до 6) за рахунок відмови від прямої балки та передачі робочого зусилля від плунжерів на румпель одним потоком.

- в запропонованій схемі механізму ГРМ за рахунок зменшення кількості надлишкових зв'язків стане можливим суттєве зниження трудомісткості та вартості складання та технічного обслуговування за рахунок зменшення кількості розмірів, які треба витримувати при складанні та підтримувати в експлуатації, що адекватно підвищенню технічного рівня конструкції ГРМ.

У підсумку слід зазначити, що значне підвищення технічного рівня суднових ГРМ може бути досягнуто за рахунок відмови від їх укорінені на сьогодні концепції і застосування нових підходів, про що буде сказано у нових роботах авторів.

Список використаної літератури

1. 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.
2. Zalyubovskii M.G., Panasyuk I.V. 2020. On the Study of the Basic Design Parameters of a Seven-Link Spatial Mechanism of a Part Processing Machine. *Int. Appl. Mech.* 56: 54 – 64. <https://doi.org/10.1007/s10778-020-00996-x>
3. Protsenko V., Babiy M., Nastasenko V., Protasov R. Marine diesel high pressure fuel pump driving failure analysis. *Journal of Mechanical Engineering – Strojnicky časopis.* 2021; Vol. 71, №2: 213-220. DOI: 10.2478/scjme-2021-0031
4. Решетов Л.Н. Самоустанавливающиеся механизмы / Л.Н. Решетов. – М.: Машиностроение, 1985. – 272 с.
5. Проценко В.О. Перспективи вдосконалення важільного механізму рульових машин плунжерного типу / В.О. Проценко, В.О. Настасенко, М.В. Бабій, А.О. Білоконь // Розвиток транспорту. – Одеса: Видавничий дім "Гельветика", 2021. – № 1(8). – С. 78 - 90. DOI <https://doi.org/10.33082/td.2021.1-8.08>
6. Проценко В.О. Особливості передавання навантаження деталями суднової рульової машини плунжерного типу / В.О. Проценко, В.О. Настасенко, М.В. Бабій, А.О. Білоконь // Судноводіння. Науково-технічний збірник. – Одеса: НУ «ОМА». – 2020. – Вип. 30 – С. 107 - 116. DOI: 10.31653/2306-5761.30.2020.107-116
7. Проценко В.О. Напрямки та резерви підвищення технічного рівня рульових машин плунжерного типу з тангенсним механізмом / В.О. Проценко, М.В. Бабій, В.О. Настасенко, А.О. Білоконь // Водний транспорт. Збірник наукових праць Державного університету інфраструктури та технологій. – К.: ДУІТ, 2020. – Випуск 3(31). – С. 101 - 114. doi.org/10.33298/2226-8553/2020.3.31.11
8. Машнев М.М. Теория механизмов и машин и детали машин / М.М. Машнев, Е.Я. Красковский, П.А. Лебедев. – Л.: Машиностроение, 1980. – 512 с.
9. Кіницький Я.Т. Теорія механізмів і машин / Я.Т. Кіницький. – К.: Наукова думка, 2002. – 662 с.
10. Озол О.Г. Теория механизмов и машин / О.Г. Озол. – М.: Наука, 1984. – 432 с.

STRUCTURAL PERFECTION OF TANGENT-TYPE MECHANISM OF RAM-TYPE MARINE STEERING GEARS INCREASING

Protsenko V. O., Marynchenko D. O.

Kherson State Maritime Academy

Abstract. *The article deals with the structure of the tangent-type mechanism used in modern ship hydraulic ram-type steering gears. A structural analysis of the FLUTEK-KAWASAKI FE 21-243 steering gear mechanism with roller rams-to-tiller connection was performed. As a result, it is shown that the mechanism of this machine contains 16 redundant constraints. It is shown that the reasons for the occurrence of these constraints are the necessity to prevent the rams rotation around their own axes (for this purpose, the FLUTEK-KAWASAKI machine uses guide beams installed parallel to the rams) and the load transfer from the rams to the tiller in two streams (for which two rollers with both sides of the plungers are installed). The main directions for improving the structural perfection of the steering gear mechanism are proposed. Proposed the new structural diagram of the tangent-type steering gear mechanism, where it is possible to reduce the number of redundant constraints more than twice (from 16 to 6) through the guide beam excluding and one stream working force transfer from plungers to tiller.*

Keywords. *steering gear, structure, redundant constraints, ram, tiller, mechanism.*