

УДК 629.5.064

## ОБГРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ПРИВОДУ СУДНОВОЇ РУЛЬОВОЇ МАШИНИ З ВАЖІЛЬНОЮ РЕДУКЦІЄЮ

*Овчарук О.М., Проценко В.О.*

*Херсонська державна морська академія*

*У статті розглянуто можливості підвищення експлуатаційних показників рульових машин із приводом від лопатевого гідромотора. Проаналізовані основні недоліки поширених конструкцій рульових машин з лопатевим приводом. Виконане теоретичне дослідження характеристики навантаження на привід рульової машини. На основі виконаних теоретичних досліджень встановлені вимоги до приводу рульової машини підвищеної безвідмовності та простоти. Запропонована конструкція приводу рульової машини з важільною редукцією, що позбавлена багатьох недоліків базового лопатевого приводу. Теоретично обгрунтовані основні параметри пропонованого приводу з важільною редукцією. Доведено, що впровадження запропонованого приводу дозволить спростити гідравлічну систему рульової машини за рахунок застосування гідронасоса сталої подачі та зменшити габарити лопатевого гідромотора.*

***Ключові слова:** рульова машина, лопатевий гідромотор, рульове перо, редукційний ефект, балер, румпель.*

**Вступ.** У теперішній час, разом із зростанням водотоннажності транспортних суден, зростає і рівень небезпеки при їх аваріях. Особливо гостро стоїть задача підвищення безпечності наливних суден, газозовів та хімовозів. Як показує аналіз аварій транспортних суден, що відбулися в останній час [1], значна частина цих аварій сталася через втрату судном керованості, що, в свою чергу, мало причиною відмову рульової машини. Безвідмовність будь-яких машин є залежною від складності їх конструкції, а поширені сьогодні на суднах конструкції рульових машин є достатньо складними. Відтак, збільшення безвідмовності рульових машин за рахунок спрощення їх конструкції є актуальною задачею сучасного суднового машинознавства.

**Аналіз виконаних досліджень та постановка задачі.** Однією з найбільш поширених конструкцій рульових машин (РМ) на суднах транспортного флоту є рульова машина з лопатевим гідромотором. Цей гідромотор містить лопатевий ротор, що встановлений на балері, та корпус, що встановлений на палубній металокопівці [1]. Ця конструкція рульової машини поряд із відомими перевагами характеризується кількома недоліками – громіздкістю і складністю, які обумовлюють низку похідних експлуатаційних вад – дороговизну виготовлення і монтажу, складність експлуатації та низку безвідмовність. Громіздкість описаної конструкції приводу обумовлена тим, що конструкція гідромотора розраховується на максимальне (часто екстремальне) навантаження балера, яке в багато разів більше, ніж мінімальне, і приблизно в три рази більше, ніж середнє (інтегрально усереднене). Складність конструкції описаної рульової машини зумовлена необхідністю частішої зміни швидкості обертання ротора при маневруванні судна за принципом: менший момент на балері – більша його кутова швидкість, більший момент – менша швидкість, що дозволяє зменшити установочну потужність приводу РМ. Для такого регулювання у гідропривід описаної рульової машини включені: складний основний насос гідроприводу РМ змінної подачі робочої рідини (радіально- чи аксіально-плунжерного типу) і додатковий допоміжний гідропривід для управління основним насосом з гідравлічним золотниковим посилювачем і слідкуючим золотником. Там, де є така складна система управління із золотником, існує загроза збоєм, наразі – із серйозними наслідками.

З огляду на викладене, **мета даної роботи** – показати можливість зменшення в кілька разів об'єму, маси і ціни основного вузла рульової машини – лопатевого гідромотора, суттєвого спрощення системи його гідроприводу та можливості приводу балера від гідронасоса сталої подачі робочої рідини. При реалізації заявленої мети відкриваються перспективи значного підвищення безвідмовності рульової машини.

Можливості приводу балера від гідронасоса сталої подачі робочої рідини пропонується досягти за рахунок сполучення гідромотора сталої подачі з балером, важливим механізмом такої конструкції, щоб ним було забезпечено потрібний редуційний ефект: при сталій швидкості обертання вала гідромотора досягається потрібна змінна швидкість обертання балера.

Для досягнення поставленої мети необхідно розв'язати наступні задачі:

а) дослідити характеристику навантаження на привід рульової машини;

б) запропонувати механізм приводу рульової машини з важливою редуцією та обґрунтувати його параметри.

**Дослідження характеристики навантаження на привід рульової машини.**

Відповідно до [1], момент на балері становить:

$$M_{\sigma} = F_n \times l \times K_{\sigma}, \quad (1)$$

де  $F_n$  – нормальна сила на рульове перо;  $l$  – її плече;  $\hat{E}_a$  – коефіцієнт, що враховує тертя в підшипниках балера.

$$F_n = F \times \frac{\rho \times v^2}{2} \times C_n \times K_K \times K_G, \quad (2)$$

де  $A$  – площа рульового пера;  $\frac{\rho \times v^2}{2}$  – динамічний тиск набігаючої на судно води;  $C_n$  – експериментальний коефіцієнт;  $K_K$  – коефіцієнт впливу корми судна;  $K_G$  – коефіцієнт впливу гвинта.

$$A = b \times h, \quad (3)$$

де  $b$  – ширина рульового пера;  $h$  – його висота.

$$l = b(C_D - K_p), \quad (4)$$

де  $C_D$  – коефіцієнт експериментальний;  $K_p$  – коефіцієнт компенсації (за вибором конструктора).

В розширеному вигляді формула (1) набуває вигляду (5):

$$M_{\sigma} = A \times \frac{\rho \times v^2}{2} \times K_K \times K_G \times C_n b (C_D - K_p) \times K_{\sigma}. \quad (5)$$

Формулу (5) можна скомпонувати з двох характерних частин (6) та (7):

$$W = A \times \frac{\rho \times v^2}{2} \times K_K \times K_{\hat{A}} \times b \times K_a. \quad (6)$$

$W$  – характеризує величину і технічні дані конкретного судна ( $[W] = \text{Н} \times \text{м}$ ).

$$C_M = C_n (C_D - K_1). \quad (7)$$

$C_M$  – характеристика типу рульового пера, подібна, і навіть однакова, для різних суден. Величина  $C_M$  суттєво залежить від кута  $\alpha$  повороту руля. Таким чином, момент на балері судна можна подати так:

$$M_{\sigma} = C_M \times W. \quad (8)$$

В такому випадку, співставляти різні конструкції рульового приводу треба за тим найменшим моментом приводу, з яким вони долають  $M_{\sigma}$  із найбільшим  $C_M$ .

Для конкретного аналізу візьмемо перо з профілем М. Є. Жуковського при  $\lambda = h/b = 1,5$ ,  $K_p = 0,24$ .

За допомогою таблиць коефіцієнтів  $C_n$  і  $C_D$  [3], визначаємо при різних кутах  $\alpha$  коефіцієнт  $C_M$  (табл. 1).

Таблиця 1 – Значення коефіцієнтів  $C_M$  для різних значень кута повороту  $\alpha$ 

Позиція	Кут $\alpha, ^\circ$	Обчислення	$C_M$
1	5	0,243(0,225-0,24)	-0,00365
2	10	0,473(0,242-0,24)	0,000946
3	15	0,686(0,26-0,24)	0,0137
4	20	0,886(0,29-0,24)	0,0446
5	25	1,06(0,315-0,24)	0,0795
6	30	1,07(0,34-0,24)	0,107
	33	екстраполяція	0,115
	35	екстраполяція	0,123

Ці данні представлено графіком на рис. 1

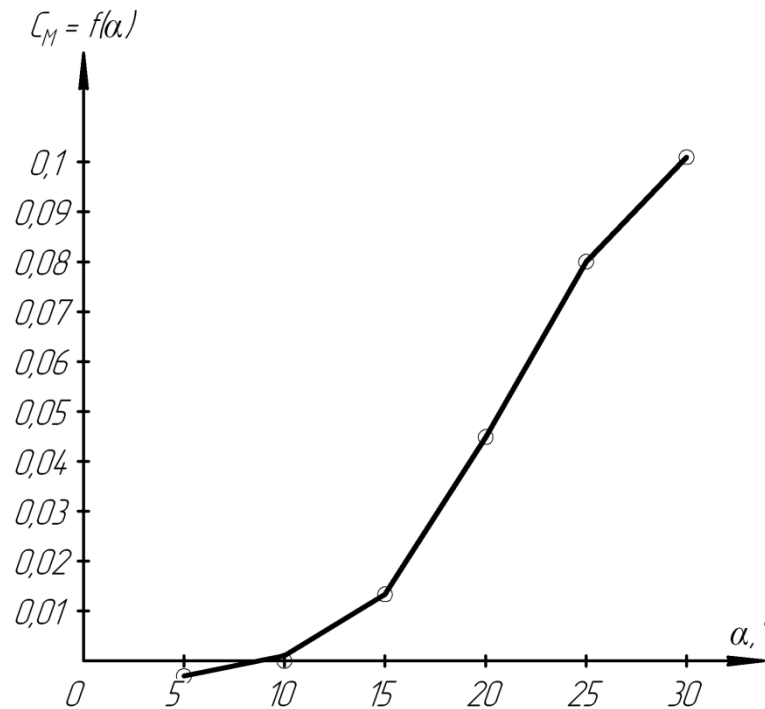


Рис. 1 – Графік зміни коефіцієнта  $C_M$

В якості порівняльного еталона для різних конструкцій рульового приводу візьмемо гідравлічний рульовий привід з регульованою подачею робочої рідини від насосів, що дозволяє максимально зменшити потужність приводу, реалізуючи принцип: чим більший момент на балері, тим меншою задається подача насосів, і збільшується тиск рідини. Задаємо співвідношенням для кутів:

$$\omega = \frac{B}{C_M}, \quad (9)$$

де  $\omega$  – кутова швидкість балера;  $B$  – константа.

Тоді потужність  $P_i$  приводу у точках  $i = 1, 2, 3, 4$  можна записати формулою (10):

$$P_i = M_i \times \omega_i = B \times W, \quad (10)$$

Шляхом вибору з кількох можливих варіантів [1], побудуємо раціональну форму графіка змін кутової швидкості балера (рис. 2). Графіком передбачене технічне обмеження кутової швидкості рульового пера  $\omega_m = 0,1$  1/с.

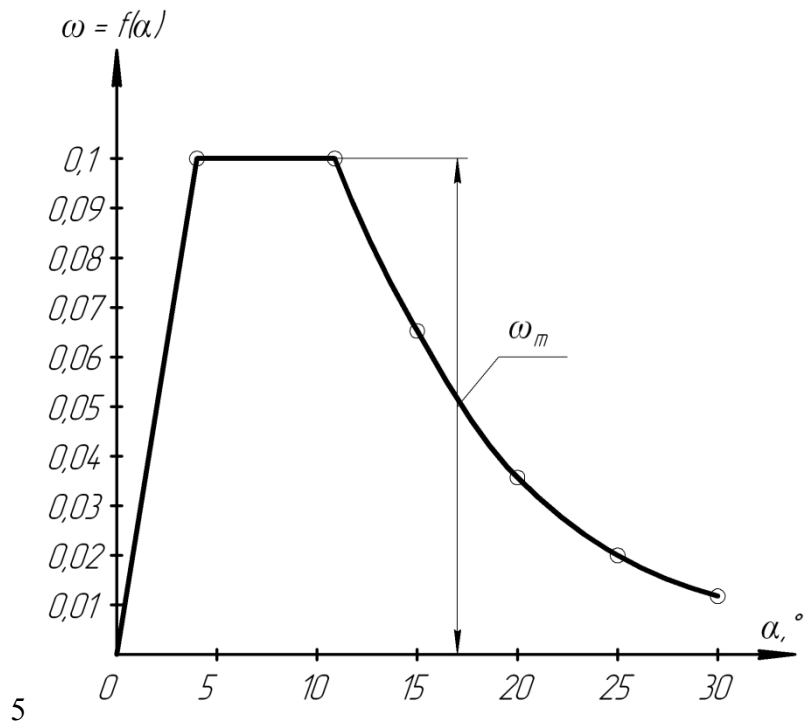


Рис. 2 – Графік зміни кутової швидкості рульового пера

В основу обчислень вихідних даних до графіка на рис. 2 покладено умову: рульове перо повертається із середньої (нейтральної) позиції вбік на кут  $30^\circ$  за певний заданий час  $t_n = 14$  секунд. Цей час складається з часток часу  $\Delta t_i$ , протягом яких рульове перо повертається послідовно на частки кута  $\alpha - \Delta\alpha$  ( $\Delta\alpha = 0,08722$  рад.  $= 5^\circ$ ).

Тобто:

$$t_n = \sum \Delta t_i = \sum \Delta\alpha_i / \omega_i. \quad (11)$$

Тоді з достатньою для практики точністю будемо мати (рис. 2):

$$t_n = \frac{\Delta\alpha}{0,75\omega_m} + \frac{\Delta\alpha}{\omega_m} + \frac{\Delta\alpha}{0,8\omega_m} + \frac{0,5\Delta\alpha}{0,55\omega_m} + \frac{\Delta\alpha}{B/C_{m4}} + \frac{\Delta\alpha}{B/C_{m5}} + \frac{0,5\Delta\alpha}{1,1B/C_{m6}}. \quad (12)$$

Спростуємо вираз (12):

$$\begin{aligned} t_n &= \frac{\Delta\alpha}{\omega_m} \left( \frac{1}{0,75} + 1 + \frac{1}{0,8} + \frac{0,5}{0,55} \right) + \frac{\Delta\alpha}{B} (C_{m4} + C_{m5} + \frac{0,5}{1,1} C_{m6}) = \\ &= \frac{\Delta\alpha}{\omega_m} \times 4,49 + \frac{\Delta\alpha}{B} (0,0446 + 0,0795 + \frac{0,5 \times 0,107}{1,1}) = \\ &= \frac{\Delta\alpha}{\omega_m} \times 4,49 + \frac{\Delta\alpha}{B} \times 0,1727. \end{aligned} \quad (13)$$

Звідси знаходимо величину  $B$ :

$$B = \frac{0,1727\Delta\alpha}{t_n - 4,49\Delta\alpha / \omega_m} = \frac{0,1727 \times 0,08722}{t_n - 4,49 \times 0,8722 / 0,1} = 0,001493 \approx 0,0015. \quad (14)$$

Відповідно до (9), кутові швидкості в позиціях 4, 5, 6 будуть такими:

$$\omega_4 = \frac{0,0015}{0,0446} = 0,0336 \text{ 1/с.}$$

$$\omega_5 = \frac{0,0015}{0,0795} = 0,0189 \text{ 1/с.}$$

$$\omega_6 = \frac{0,0015}{0,107} = 0,0140 \text{ 1/с.}$$

Кутові швидкості балера в усіх вибраних позиціях представлені у табл. 2.

Таблиця 2 – Значення кутових швидкостей в різних позиціях балера

Поз.	1	2	3	4	5	6
Кут $\alpha$ , °	5	10	15	20	25	30
$\omega$ , 1/с.	0,1	0,1	0,064	0,0336	0,0189	0,0140

Графік зростання кута  $\alpha$  в часі побудовано на рис. 3 за даними табл. 3.

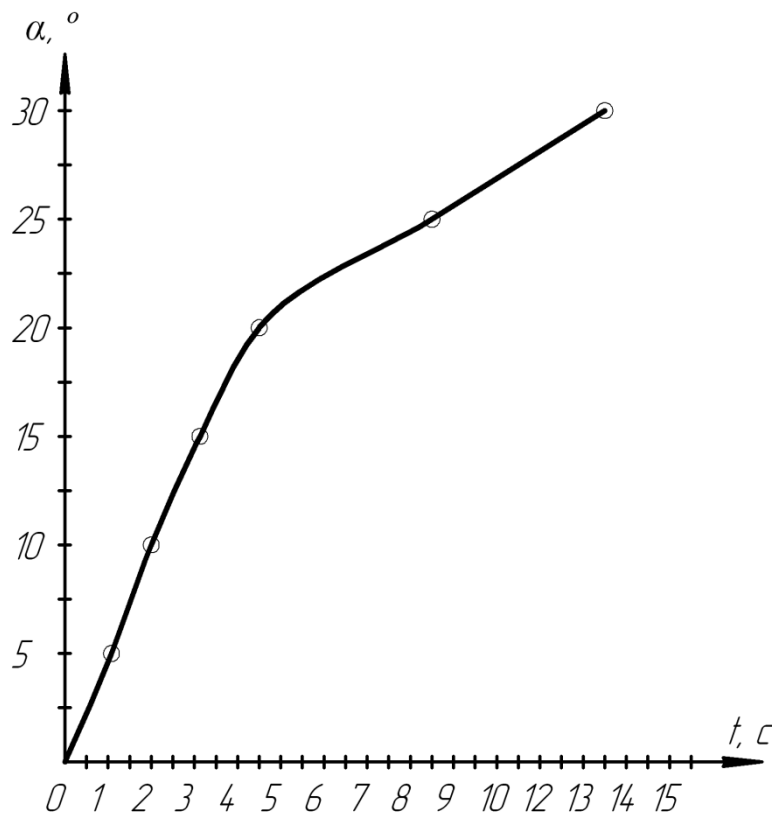


Рис. 3 – Графік зростання кута  $\alpha$  повороту рульового пера

У шостому положенні маємо час  $t_6 = 13,92$  с. замість 14 с., проте така похибка є допустимою при чисельних розрахунках прийнятої точності.

Для контролю показники потужності гідроприводу в основних контрольних точках обчислюємо за формулою (15) і результати заносимо в табл. 4.

$$P_i = C_{mi} \times \omega_i. \quad (15)$$

Таблиця 3 – Час повороту балера

Кут $\alpha$	Час повороту
$\alpha = 5^\circ$	$t_1 = \Delta t_1 = \frac{\Delta \alpha}{0,75 \omega_m} = \frac{0,08726}{0,75 \times 0,1} = 1,16.$
$\alpha = 10^\circ$	$t_2 = t_1 + \frac{\Delta \alpha}{\omega_m} = 1,16 + \frac{0,08726}{0,1} = 2,03.$
$\alpha = 15^\circ$	$t_3 = t_2 + \frac{\Delta \alpha}{0,82 \omega_m} = 2,03 + \frac{0,08726}{0,82 \times 0,1} = 3,12.$
$\alpha = 20^\circ$	$t_4 = t_3 + \frac{\Delta \alpha}{\omega_{3-4}} = 3,12 + \frac{0,08726}{0,047} = 4,98.$
$\alpha = 25^\circ$	$t_5 = t_4 + \frac{\Delta \alpha}{0,025} = 8,47.$
$\alpha = 30^\circ$	$t_6 = t_5 + \frac{\Delta \alpha}{0,016} = 13,92.$

Таблиця 4 – Значення потужності гідроприводу при різних кутах повороту рульового пера

Кут $\alpha$	$P_i$
$\alpha = 15^\circ$	$P_3 = 0,0137 \times 0,064 = 0,000877$
$\alpha = 20^\circ$	$P_4 = 0,0443 \times 0,0336 = 0,0015$
$\alpha = 25^\circ$	$P_5 = 0,0795 \times 0,0189 = 0,0015$
$\alpha = 30^\circ$	$P_6 = 0,107 \times 0,014 = 0,0015$

### Обґрунтування нового гідроприводу рульової машини з важільною редукцією.

Недоліками найпоширенішого тепер гідроприводу рульового пера з лопатевим гідромотором є:

1. Застосування складних насосів змінної подачі робочої рідини з окремим електроприводом.
2. Застосування складних систем управління вказаними насосами, що включають:
  - електропідсилювач сигналу управління;
  - електромеханічний перетворювач цього сигналу і його гідравлічний підсилювач слідкуючого типу з золотником. За рахунок цього ускладнюється блок управління приводом.
3. Масивність лопатевого гідромотора, розрахованого безпосередньо на максимальний обертальний момент на балері.
4. Недостатня безвідмовність цієї складної системи повороту балера, і її дороговизна.
5. Складність обслуговування такого гідроприводу.

Щоб його спростити і суттєво підвищити надійність рекомендується застосувати додатковий важільний механізм запатентованої конструкції [2], який, завдяки ефекту геометричної редукції, дозволить зменшити в кілька разів момент лопатевого гідромотора, застосувати насоси сталої подачі і прибрати всю складну систему управління насосами.

Конструктивна схема пропонованого механізму зображена на рис. 4.

Основні складові конструкції цього механізму:

- 1) перо руля;
- 2) балер;
- 3) двоплечий румпель;
- 4) шпонка між балером і румпелем;
- 5) опора (платформа) для установки лопатевого гідромотора;
- 6) статор, з'єднаний нерухомо з опорою 5 для розміщення підшипників вала 7;
- 7) вал для двоплечого кривошипа 8 зі шпонкою 9 між ними;
- 8) двоплечий кривошип.

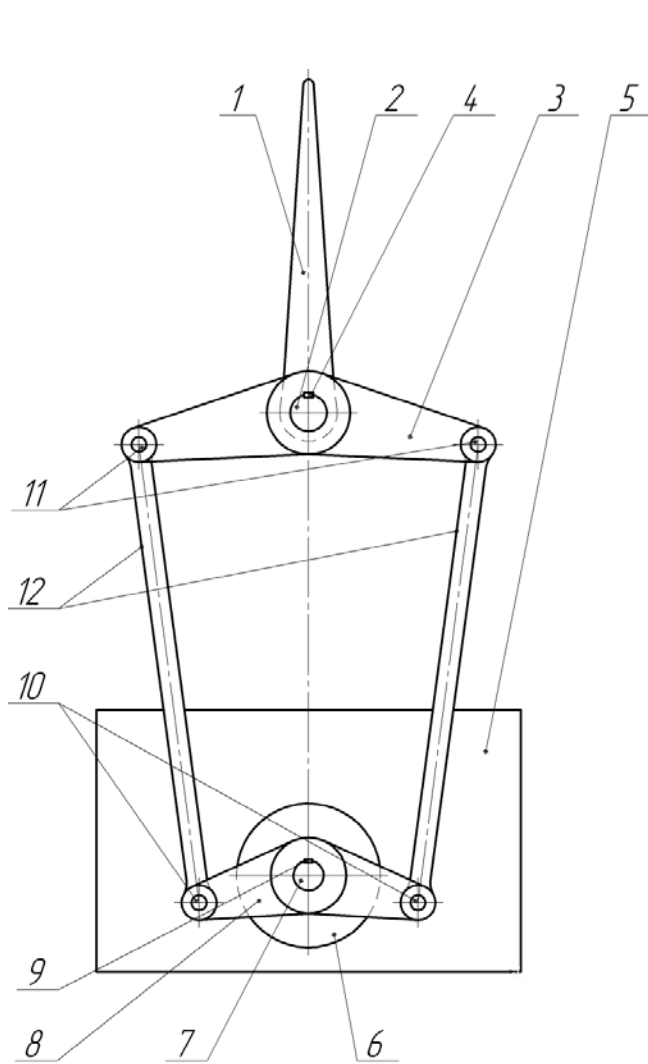


Рис. 4 – Конструктивна схема важільного механізму

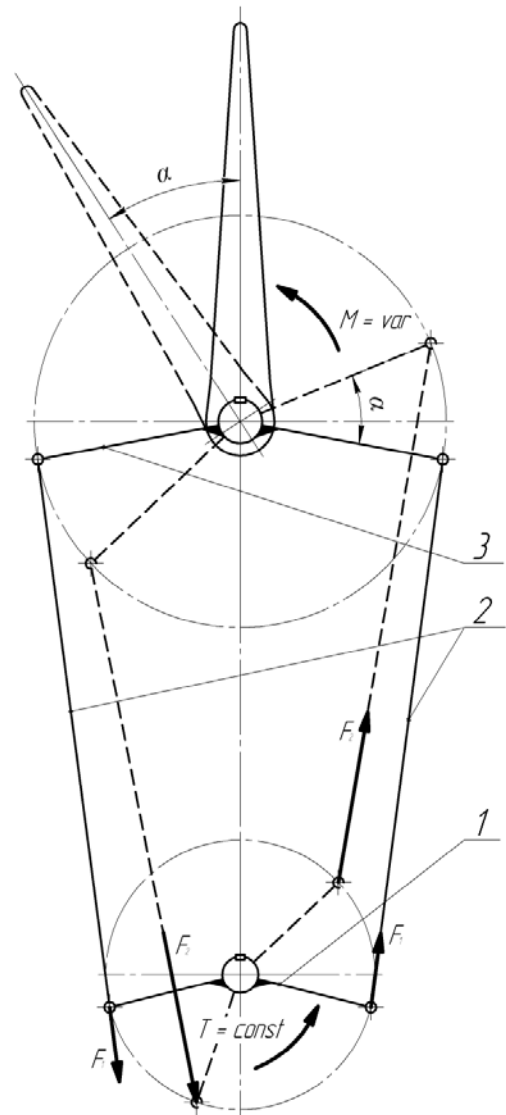


Рис. 5 – Кінематична схема важільного механізму

Кінці румпеля 3 і двоплечого кривошипа 8 з'єднані між собою стрижнями 12 за допомогою циліндричних шарнірів 10 і 11. Лопатевий гідромотор установлюється на опорі 5 і з'єднується своїм валом з валом 7.

Кінематична схема важільного гідроприводу показана на рис. 5, де:

- 1) двоплечний кривошип;
- 2) стрижні – шатуни;
- 3) двоплечний румпель.

Довжина плечей кривошипа суттєво менша, ніж довжина плечей румпеля. Це дає можливість здійснити редуційний ефект між ними. Тобто, при повороті румпеля на кут  $\alpha$ , кривошип повертається на значно більший кут  $\gamma$ . У результаті цього швидкість обертання кривошипа  $\omega_k$  перевищує швидкість обертання румпеля  $\omega_b$  в кілька разів (в залежності від кута  $\alpha$ ).

Маємо передаточне співвідношення  $U$ :

$$U = f(\alpha) = \frac{\omega_k}{\omega_b}. \quad (16)$$

Таким чином, момент на кривошипі буде в  $U$  разів меншим, ніж момент на румпелі, за рахунок цього розміри потрібного лопатевого гідромотора можна суттєво зменшити.

Розрахункова схема важільного механізму зображена на рис. 6. Осі балера і дво-плечевого кривошипа знаходяться в точках  $O_1$  і  $O_2$ .

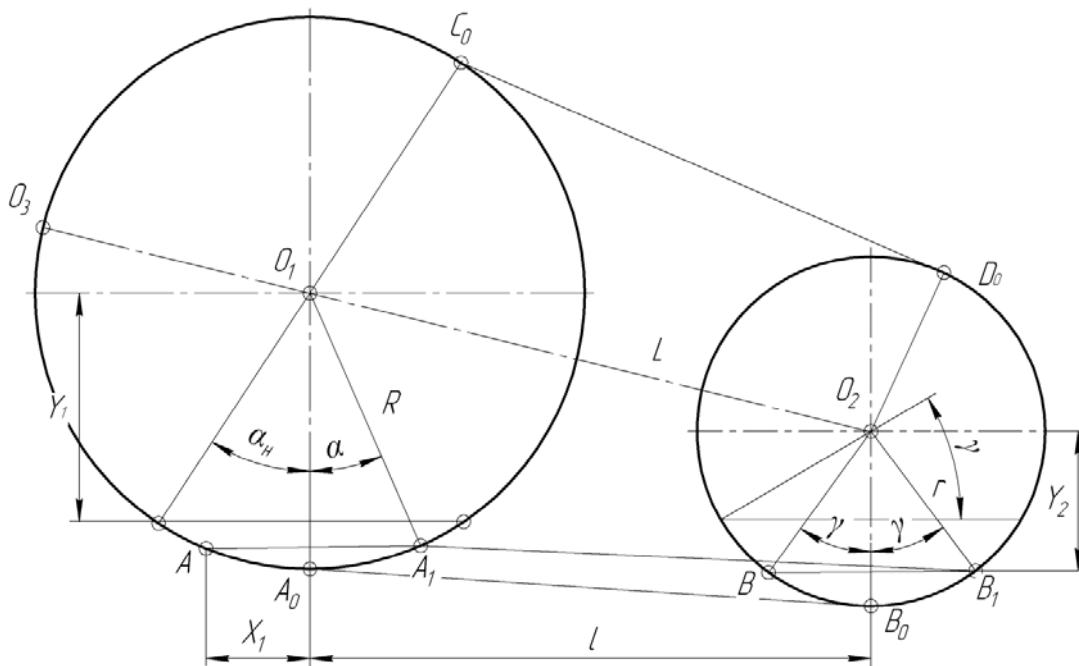


Рис. 6 – Розрахункова схема важільного механізму

Плечі румпеля в початковій позиції ( $\alpha = 0$ ) зображені лініями  $O_1A_0$  і  $O_1C_0$ , а плечі кривошипа – лініями  $O_2B_0$  і  $O_2D_0$ . Площа пера руля в цій позиції знаходиться під лінією  $O_1O_3$ .

Кут  $\alpha$  – це кут будь-якої заданої позиції пера руля, від  $\alpha = 0$  до  $\alpha_m$ ;  $\alpha_m = \pm 30^\circ$ .

Кут  $\gamma$  – це кут повороту кривошипа, що відповідає куту  $\alpha$ .

Основним параметром пропонованого механізму є передаточне відношення, тому основне завдання полягає в тому, щоб знайти кількісне співвідношення між кутами  $\alpha$  і  $\gamma$ , і за його допомогою – співвідношення між кутовими швидкостями повороту кривошипа і балера, або, інакше кажучи, передаточне співвідношення  $U$  (17):

$$U = \frac{\omega_k}{\omega_o} \tag{17}$$

Знайти це співвідношення можна за допомогою схеми на рис. 6, використовуючи наближений зв'язок між хордами  $AA_1$  і  $BB_1$ . Ці хорди практично рівні за величиною, тому що стрижень  $AB$  ( $A_1B_1$ ) мало змінює свій напрямок при роботі механізму (бо довгий) і симетрично спрацьовують два стрижня:  $AB$  і  $CD$ , нівелюючи неузгодженість взаємних поворотів румпеля і кривошипа. Однак при цьому дещо змінюється відстань між точками шкідливі взаємні повороти балера і кривошипа. Правда при цьому дещо змінюється відстань між точками  $O_1$  і  $O_2$ , яку легко уможливити конструкцією опори для лопатевого гідромотора.

У цьому випадку, щоб знайти потрібні співвідношення, одержуємо такий алгоритм обчислення передаточного відношення  $U$ :

$$U = \frac{Y_1}{Y_2} \tag{18}$$



1. Задаємо після кількох наближень радіусом плеча румпеля  $R$  і найбільшим допустимим кутом  $\gamma_n$  повороту кривошипа:

$$R = 100 \text{ (умовних одиниць довжини),}$$

$$\gamma_n = 60^\circ (\beta = 60^\circ).$$

2. Обчислюємо радіус кривошипа  $r$ :

$$X_1 = R \times \sin \alpha_n = 100 \times \sin 30^\circ = 50.$$

$$r = \frac{X_1}{\cos \beta} = \frac{50}{0,866} = 57,74. \quad (19)$$

3. Чисельник рівності (18):

$$Y_1 = f(\alpha) = R \times \cos \alpha. \quad (20)$$

4. Знаменник рівності (18):

$$Y_2 = \sqrt{r^2 - X_1^2}. \quad (21)$$

Дані обчислень за формулами (18)...(21) заносимо в табл. 5.

Таблиця 5 – Значення передаточного відношення важільного механізму у різних позиціях

Позиція	Кут $\alpha$ , °	$X_1$	$Y_1$	$Y_2$	$U$
0	0	0	100	57,74	1,73
1	5	8,71	99,6	57,1	1,744
2	10	17,36	98,5	55,06	1,79
3	15	25,88	96,6	51,6	1,87
4	20	34,2	94,0	46,5	2,02
5	25	42,26	90,63	39,34	2,3
6	30	50	86,6	28,87	3,0
7	33	54,46	83,87	19,17	4,37
8	35	57,36	81,91	6,58	12,4

Кутові швидкості балера по позиціях визначимо за формулою:

$$\omega_i = \frac{E}{U_i}, \quad (22)$$

де  $E$  – константа, що має сенс сталої швидкості лопатевого гідромотора, щоб визначити  $E$ , скористаємось умовою, що балер повинен повернутися на кут  $\alpha = 30^\circ$  за 14 сек.

$$14 = \sum \Delta t_i = \sum \frac{\Delta \alpha_i}{\omega_i} = \sum \frac{\Delta \alpha_i U_i}{E}. \quad (23)$$

Щоб спростити розрахунки, визначимо величину  $E$  спочатку в градусах за секунду, потім переведемо в радіани за секунду. Прийmemo, що  $\Delta \alpha = 5$  градусів.

Прийmemo далі, що початкова фаза повороту балера (розгін) на  $0,5 \Delta \alpha$  відбувається за рахунок введення в дію гідросистеми при вже працюючому насосі приблизно за

1 секунду при середній швидкості балера  $\omega_0 = \frac{0,6E}{U_0}$ .

Тоді матимемо:

$$14 = \frac{0,5 \times \Delta\alpha}{0,6 \times E} \times U_0 + \frac{\Delta\alpha}{E} \times (U_1 + U_2 + U_3 + U_4 + U_5 + 0,5 \times U_6) =$$

$$= \frac{\Delta\alpha}{E} \times \left( \frac{0,5}{0,6} \times 1,73 + 1,744 + 1,79 + 1,87 + 2,02 + 2,3 + 0,5 \times 3,0 \right) \quad (24)$$

$$14 = \frac{5}{E} \times 12,66, \quad (25)$$

звідки:

$$E = \frac{5 \times 12,66}{14} = 4,52 \text{ рад/с} = (0,079 \text{ рад/с}). \quad (26)$$

Матимемо такі кутові швидкості балера по точках ( $E/U_i$ ), і показники моменту  $\Pi_{mi}$ , і потужності  $\Pi_{pi}$  в них:

$$\Pi_{mi} = \frac{C_{mi}}{U_i}, \quad (27)$$

$$\Pi_{pi} = \frac{C_{mi}}{\omega_i}. \quad (28)$$

Таблиця 6 – Значення показників моменту  $\Pi_{mi}$  і потужності  $\Pi_{pi}$  в різних позиціях

$\alpha_i$	10 °	15 °	20 °	25 °	30 °
$\omega_i$	0,044	0,042	0,039	0,034	0,026
$\Pi_{pi} / 10^{-3}$	0,045	0,578	1,74	2,73	2,81
$\Pi_{mi} / 10^{-3}$	0,528	7,33	22,1	34,6	35,7

Порівняємо найбільші потрібні потужності гідроприводів у позиції 6 при  $\alpha = 30^\circ$ :

- базового, регульованого гідравлічно –  $P_m = \Pi_6 \times W = 0,0015W$ ;
- пропонованого важільного –  $P_m = \Pi_{p6} \times W = 0,00281W$ .

Потрібна найбільша потужність важільного більша регульованого в  $N$  разів:

$$N = \frac{0,00281}{0,00150} = 1,88. \quad (29)$$

Однак, найбільша потужність регульованого приводу діє в широкому (практично, на всьому) діапазоні кутів  $\alpha$  повороту балера, а в важільному приводі – тільки в одній точці (при  $\alpha = 30^\circ$ ).

Отже, за нормами ІМО, в важільному варіанті можна допустити короткочасне перевантаження електродвигуна в 1,5 рази. Це означає, що визначене перебільшення двох потужностей  $N$  зменшиться і становитиме величину  $n_1$ :

$$n_1 = \frac{N}{1,5} = 1,25. \quad (30)$$

Тобто, установочна потужність важільного гідроприводу повинна бути на 25 % більшою, ніж регульованого.

Оцінимо тепер докладніше техніко-економічний ефект від впровадження нового важільного приводу. З досвіду і виконаних розрахунків відомо, що найбільше експлуатаційне навантаження на гідропривід виникає при куті повороту балера  $\alpha = 30^\circ$ . У цій позиції передаточне відношення важільної системи дорівнює трьом ( $u = 3$ , табл. 5). Це означає, що момент на лопатевому гідромоторі, порівняно з базовим варіантом, зменшиться у три рази. Звідси, за принципом подібності однотипних механізмів,

впливає, що об'єм і маса основного елемента – лопатевого гідромотора – зменшиться в три рази, лінійні величини (зокрема висота – в  $3^{1/3} = 1,44$  рази, зайнята в плані площа – у  $3^{2/3} = 2,1$  рази. Вартість лопатевого гідромотора зменшиться також не менше, ніж в три рази. Крім того, зменшиться вартість його технічного обслуговування та ремонту.

Очевидно також, що вартість виготовлення двоплечевого кривошипа і двох шатунів з чотирма циліндричними шарнірами менша, ніж вартість приводу регулювання подачі основного насоса та слідкувальної системи.

### Висновки

1. Запропонована і обґрунтована нова конструкція важільного приводу руля рульової машини морського судна від лопатевого гідромотора, в якій гідромотор встановлений збоку паралельно до осі балера. При цьому двоплечий кривошип гідромотора сполучений з двоплечим румпелем так, що досягається позитивний редуційний ефект: при сталій швидкості обертання ротора гідромотора реалізується потрібна зміна кутової швидкості балера (при меншій моменті на балері його швидкість обертання більша, і навпаки, при більшому моменті – швидкість обертання менша).

2. Така конструкція приводу рульової машини дозволяє приблизно у три рази зменшити його об'єм, масу і вартість.

3. Запропонована конструкція дозволяє відмовитись від застосування насоса змінної подачі з усією складною та менш надійною системою управління нею та замінити їх насосом сталої подачі.

4. Підшипники балера у запропонованому варіанті стануть більш доступними для технічного обслуговування.

5. Запропонована конструкція потребує збільшення установочної потужності електродвигуна на 25 %.

Напрямки подальших досліджень:

1. Геометричний та силовий синтез запропонованого важільного механізму рульової машини.

2. Динаміка запропонованого важільного приводу рульової машини.

3. Критерії працездатності основних деталей запропонованого механізму.

### СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Харин В. М. Судовые гидравлические рулевые машины / В. М. Харин. – Одесса : Феникс, 2005. – 280 с.

2. Патент на корисну модель МПК В63Н 1/02, № 85449. Рульова машина. Патентовласник Херсонська державна морська академія ; авт.: Овчарук О. М., Проценко В. О. – u2013 03983; заявл. 01.04.2013 ; опубл. 25.11.2013, Бюл. № 22.

3. Чиняев И. А. Судовые вспомогательные механизмы / И. А. Чиняев. – М. : Транспорт, 1982. – 295 с.

#### **Овчарук А.М., Проценко В.А. ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ ПРИВОДА СУДОВОЙ РУЛЕВОЙ МАШИНЫ С РЫЧАЖНОЙ РЕДУКЦИЕЙ**

*В статье рассмотрены возможности повышения эксплуатационных показателей рулевых машин с приводом от лопастного гидромотора. Проанализированы основные недостатки распространенных конструкций рулевых машин с лопастным приводом. Выполнено теоретическое исследование характеристики нагрузки на привод рулевой машины. На основе выполненных теоретических исследований установлены требования к приводу рулевой машины повышенной безотказности и простоты. Предложена конструкция привода рулевой машины с рычажной редукцией, лишенная многих недостатков базового лопастного привода. Теоретически обоснованы основные параметры предложенного привода с рычажной редукцией. Доказано, что внедрение предложенного привода позволит упростить гидравлическую систему рулевой машины за счет применения гидронасоса постоянной подачи и уменьшить габариты лопастного гидромотора.*

**Ключевые слова:** рулевая машина, лопастной гидромотор, рулевое перо, редуцирующий эффект, баллер, румпель.

**Ovcharuk O.M., Protsenko V.O. RATIONALE DRIVE PARAMETERS OF SHIP STEERING GEAR WITH A LEVER REDUCTION**

*The article discusses the possibility of increasing operational performance steering gears driven by vane actuator. The main shortcomings of common structures of the vane steering gears drive are analyzed. The theoretical study of the characteristics of the load on the steering-wheel drive car is given. On the base of theoretical researches requirements to drive the steering apparatus of high reliability and simplicity are established. The design of the steering apparatus drive with lever reduction, devoid of many of the shortcomings of the base of the vane actuator. The basic parameters of the proposed actuator lever reduction are theoretically proved. It is proved that the proposed introduction of the drive will simplify hydraulic steering gear pump through the use of a constant supply and reduce the size of the vane actuator.*

**Keywords:** steering gear, vane actuator, steering pen, reducing effect, baler, tiller.

© Овчарук О.М., Проценко В.О.

Статтю прийнято  
до редакції 7.11.14.