ISSN 2311-0368 (Print)
ISSN 2409-1049 (Online)

Підйомно-транспортна техніка

Hebezeuge und Fördermittel

2(70)
2025

ISSN 2311-0368 (Print)
ISSN 2409-1049 (Online)

НАУКОВО-ТЕХНІЧНИЙ ТА ВИРОБНИЧИЙ ЖУРНАЛ

Підйомно-транспортна техніка **2(70)**

Hebezeuge und Fördermittel **2025**

виходить чотири рази на рік

Заснований у вересні 2001 року

Засновник: Національний університет «Одеська політехніка»,
Підйомно-транспортна академія наук України

Журнал зареєстрований Міністерством юстиції України 13 вересня 2001 р. Реєстраційний номер КВ-5475.

Журнал зареєстровано як засіб медіа інформації: ідентифікатор медіа R30-06734.

Входить у перелік наукових видань України, в яких публікуються результати дисертаційних робіт на присудження наукових ступенів доктора наук й доктора філософії (входить до категорії «Б» наукових фахових видань, спеціальності: 131 - Прикладна механіка та 133 - Галузеве машинобудування, наказ МОН України № 1643 від 28.12.2019).

Друкується за рішенням вченої ради Національного університету «Одеська політехніка».

Адреса редакції: 65044, м. Одеса, пр. Шевченка 1, Національний університет «Одеська політехніка»

Тел.. (048) 705-85-50, 705-85-49.

E-mail: uni06450@gmail.com

Електронна версія журналу – http://ptt-journals.net

Здано у набір 20.05.2025.

Підписано до друку 09.06.2025.

Формат 17х26. Тираж 100.

ISSN 2311-0368 (Print)
ISSN 2409-1049 (Online)

ЗМІСТ

УДК 621.873
DOI: 10.15276/pidtt.2.70.2025.01
Ловейкін В. С., Ромасевич Ю. О., Стехно О. В.
Національний університет біоресурсів і природокористування України

СИНТЕЗ ОПТИМАЛЬНОГО ЗА ШВИДКОДІЄЮ РЕЖИМУ РУХУ ДИНАМІЧНОЇ СИСТЕМИ «КРАН-ВАНТАЖ» МЕХАНІЗМУ ПОВОРОТУ БАШТОВОГО КРАНА У ВИГЛЯДІ ЗВОРОТНОГО ЗВ'ЯЗКУ

Анотація. *У статті вирішена науково-прикладна задача, яка дозволяє підвищити ефективність експлуатації динамічної системи «кран вантаж» механізму повороту баштового крана навіть при дії на вантаж зовнішніх стохастичних збурень (вітрових поривів). Для проведення досліджень використано існуючу математичну модель руху динамічної системи «візок-вантаж», яку за результатами математичних перетворень спрощено до системи трьох диференціальних лінійних рівнянь.*

В поставленій задачі оптимального керування використано несиметричні обмеження на оптимальне керування, а саму задачу зведено до задачі безумовної мінімізації інтегрально-термінального критерію. Оскільки розв'язок задачі відшукувався у вигляді зворотного зв'язку, то було побудовано функцію керування, яка складається із вектор функції фазових координат системи та векторів параметрів $K_1 \ldots K_4$. Загальний розв'язок оптимізаційної задачі полягав у знаходженні значень тривалості розгону T та компонентів $K_1 \ldots K_4$. Для розв'язку задачі використано модифікований метод оптимізації RING-ROT-PSO.

У результаті розв'язку оптимізаційної задачі отримано режим руху динамічної системи «кран-вантаж» механізму повороту, який усуває коливання вантажу протягом розгону до усталеної швидкості навіть при дії на систему зовнішніх стохастичних збурень. За результатами розв'язку побудовано відповідні графічні залежності, що характеризують кінематичні, динамічні та енергетичні характеристики і проведено їх аналіз.

Ключові слова: *баштовий кран, динамічна система, механізм повороту, вантаж, швидкодія, RING-ROT-PSO.*

Постановка проблеми. Однією із ключових проблем, яка не дозволяє здійснювати ефективну експлуатацію динамічної системи «кран-вантаж» механізму повороту баштового крана при відбудові (зведенні) будівельних споруд є вітрові навантаження. Особливо

актуальною стає дана проблема у тих випадках, коли висота експлуатації динамічної системи становить 100 – 150 метрів. У таких випадках на закріплений на гнучкому підвісі вантаж діють значні пориви вітру, що призводить до його розгойдування.

Для здійснення ефективної експлуатації динамічної системи «кран-вантаж» необхідно визначити такий режим її пуску, який буде стійким до зовнішніх стохастичних збурень (вітрових навантажень).

Аналіз публікацій по темі досліджень. Дослідженням питань підвищення продуктивності та мінімізації коливань вантажу на гнучкому підвісі присвячено багато праць. Зокрема, в статті [1] авторами досліджено оптимальне за швидкодією керування механізмом повороту баштового крану. Отримано розв'язок системи диференційних рівнянь та обрано фазові координати, за якими досліджується рух механічної системи у часі. За допомогою принципу максимуму обґрунтовано закони зміни параметру керування, який враховує крутний момент двигуна та оптимальний за швидкодією закон руху досліджуваного механізму. Для крана на колоні вантажопідйомністю 5 т розраховано фазові траєкторії і побудовано графіки зміни динамічних характеристик оптимального за швидкодією руху механізму повороту.

У праці [2] дослідники виконали онлайн-планування траєкторії руху поворотної кранової системи під час режиму коливання вантажу. Коливання вантажу представлене моделлю у вигляді подвійного математичного маятника. Даний метод дозволяє мінімізувати коливання вантажу на гнучкому підвісі та є стійким до змін параметрів досліджуваної системи. В статті [3] запропоновано мінімізувати амплітуду коливань вантажу на гнучкому підвісі за рахунок регулювання кута повороту вантажу баштового крана. У статті проведено синтез керування у вигляді зворотнього зв’язку і програмного керування. В праці [4] основна увага приділяється розв’язку задачі оптимального за швидкодією керування баштовим краном. Баштовий кран описується математичною моделлю з чотирма ступенями вільності. Доцільність оптимального керування перевірено за допомогою експериментальних досліджень, де незалежними факторами виступали виліт стріли, маса вантажу та довжина гнучкого підвісу. У статті [5] представлено розв’язок оптимізаційної задачі, який дозволив мінімізувати кінетичну енергію руху вантажу та кінцевий час розгону обертової системи «кран-візок-вантаж». В праці [6] дослідниками запропоновано покращити роботу кранівника стрілового крана за допомогою системи керування коливаннями вантажу на гнучкому підвісі. Основу системи складає визначення кута відхилення від вертикалі підвісу вантажу за допомогою нижнього блоку гакової підвіски. При цьому до нижнього блоку під’єднано інерційний вимірювальний блок із відповідним апаратним забезпеченням. Таким чином здійснюється практична реалізація активного керування

вантажем. У статті [7] дослідниками запропоновано керувати механізмом повороту вантажу баштового крана за допомогою штучної нейронної мережі. Мінімізація коливань вантажу на гнучкому підвісі відбувається за рахунок генерації ефективних вихідних даних. Методологія дозволяє передбачити та налаштувати оптимальні параметри керування на основі довжини гнучкого підвісу вантажу.

В роботі [8] для кожного із механізмів баштового крана у вигляді відповідних квадратичних функцій отримані критерії оптимізації. Для критеріїв оптимізації розроблений відповідний алгоритм мінімізації, а також встановлені оптимальні значення параметрів, які дозволяють зменшувати навантаження на металоконструкцію і механізми крана. Авторами статті [9] запропонована нова без модельна робастна система керування, що мінімізує кут відхилення від вертикалі гнучкого підвісу вантажу у плоских кранових системах під час технологічного процесу підйом-опускання. В статті [10] дослідниками запропоновано оптимальне керування баштовим краном. Розроблено відповідний підхід із декількома часовими проміжками, на кожному з яких відбувається лінеаризація нелінійної моделі поблизу робочої точки, яка є тимчасовою. Потім на основі рівняння Ріккарті будувався регулятор руху системи.

Проведений аналіз показує, що питанням розв'язку оптимізаційних задач, які дозволяють підвищувати продуктивність роботи стрілових кранів, мінімізувати відхилення від вертикалі на гнучкому підвісі вантажу, приділена значна увага. Проте розв'язкам задач оптимального за швидкодією керування динамічними системами «кран-вантаж» механізму повороту баштових кранів, які були б стійкими до зовнішніх стохастичних збурень (вітрових поривів), приділено не достатньо уваги.

Мета даного дослідження

Мета даного дослідження полягає у визначенні оптимального за швидкодією режиму руху динамічної системи «кран-вантаж» механізму повороту баштового крана, який буде стійким до зовнішніх стохастичних збурень (вітрових поривів). Для досягнення мети необхідно виконати наступні завдання: 1) здійснити постановку задачі оптимального керування; 2) виконати розв'язок задачі оптимального керування; 3) провести аналіз отриманих результатів.

Виклад основного матеріалу.

Для виконання досліджень використаємо існуючу математичну модель руху у часі динамічної системи «кран-вантаж» механізму повороту [11]:

$$\begin{cases} J_1 \cdot \ddot{\varphi}_1 + m \cdot R^2 \cdot \dfrac{g}{L} \cdot (\varphi_1 - \varphi_2) = M - M_O \cdot sign(\dot{\varphi}_1); \\ \ddot{\varphi}_2 = \dfrac{g}{L} \cdot (\varphi_1 - \varphi_2), \end{cases} \quad (1)$$

де J_1 – зведений до осі повороту баштового крана момент інерції елементів приводу, башти та стріли; m – маса закріпленого на гнучкому підвісі вантажу; L та R – відповідно довжини гнучкого підвісу та вильоту вантажу; g – пришвидшення вільного падіння; M і M_O – зведені до осі повороту крана рушійний момент приводу електродвигуна і момент сил статичного опору повороту відповідно [11].

Для спрощення системи диференційних рівнянь (1) введемо наступні заміни: $\Omega^2 = \frac{m \cdot R^2}{J_1} \cdot \frac{g}{L}$ та $U = \frac{M - M_O}{J_1}$, попередньо поділивши ліву та праву частини першого рівняння системи (1) на J_1. Величина Ω означає період власних коливань маятнику із рухомою точкою підвісу, який визначається за наступним виразом [12, 13]:

$$\Omega = \sqrt{\frac{m \cdot R^2}{J_1} \cdot \frac{g}{L}}. \tag{2}$$

Із виразу (2) можемо визначити період власних коливань маятника при нерухомій точці підвісу, при цьому поклавши $J_1 \to \infty$. Даний вираз визначається наступним чином [12, 13]:

$$\Omega_0 = \sqrt{\frac{g}{L}}. \tag{3}$$

Введемо наступне позначення $y_1 = \dot{\varphi}_2$. Після виконання відповідних перетворень запишемо диференційні рівняння (1) руху у наступній формі [12, 13]:

$$\begin{cases} \dot{y}_1 = y_2; \\ \dot{y}_2 = y_3; \\ \dot{y}_3 = U \cdot \Omega_0^2 - y_2 \cdot \widetilde{\Omega}, \end{cases} \tag{4}$$

де вираз $\widetilde{\Omega}$ у рівняннях (4) являє собою суму $\Omega_0^2 + \Omega^2$.

Початкові та кінцеві умови руху динамічної системи «кран-вантаж» мають наступний вигляд [12, 13]:

$$\begin{cases} y_1(0) = y_2(0) = y_3(0) = 0; \\ y_1(T) = \omega_T;\ y_2(T) = y_3(T) = 0, \end{cases} \tag{5}$$

де ω_T – усталена кутова швидкість повороту системи; T – тривалість розгону системи до усталеної швидкості повороту. Початкові

умови руху (5) відповідають стану спокою системи. Кінцеві умови (5) відповідають руху системи на усталеній швидкості при відсутніх маятникових коливаннях вантажу у момент часу T [13].

У якості оптимізаційного критерію, який необхідно мінімізувати, використаємо інтегральний функціонал, який характеризує тривалість розгону системи до усталеної швидкості повороту [12, 13]:

$$\int_0^T dt = T \to \min. \tag{6}$$

Мінімізація величини T забезпечує підвищення продуктивності експлуатації баштового крана за рахунок зменшення тривалості виходу на усталену швидкість динамічної системи «кран-вантаж» механізму повороту.

Для врахування перевантажувальної здатності приводу динамічної системи оптимальне керування U повинно відповідати наступним умовам [12, 13]:

$$\begin{aligned} &U_{MIN} \le U \le U_{MAX}; \\ &U_{MAX} = \frac{M_{MAX} - M_O}{J_1}; \\ &U_{MIN} = \frac{-M_O}{J_1}, \end{aligned} \tag{7}$$

де U_{MAX} та U_{MIN} – нижня та верхня межі області зміни керування U; M_{MAX} – максимальний обертовий момент, що діє на елемент із зведеним моментом інерції J_1. Значення U_{MIN} відповідає роботі системи при вимкненому електродвигуні (рух відбувається виключно при дії моменту сили статичного опору M_O). Необхідність застосування подібного роду обмеження на оптимальне керування U, безпосередньо пов’язана із обмеженням обертового моменту приводу досліджуваної динамічної системи.

Тривалість розгону системи T знаходиться з розв’язку задачі оптимального керування (4), (5) і (7). Для розв’язку вказаної задачі необхідно сформувати загальну форму розв’язку. Оскільки виконується розв’язок задачі оптимального керування у вигляді зворотнього зв’язку, то функцію керування U буде зручно представити у наступному вигляді [13]:

$$U = f(y, K), \tag{8}$$

де y – вектор-функція фазових координат системи $y=(y_1, y_2, y_3)^T$; K – вектор деяких параметрів системи.

Оскільки оптимальне керування знаходиться у межах від U_{MAX} до U_{MIN}, то можна задати функцію U у вигляді (8). У такому випадку виконаємо припущення, що оптимальне керування U описується за наступною залежністю [13]:

$$U = \begin{cases} U_{MAX}, \textit{якщо} \sum_{i=1}^{3} K_i \cdot y_i > 0; \\ U_{MIN}, \textit{якщо} \sum_{i=1}^{3} K_i \cdot y_i \le 0, \end{cases} \tag{9}$$

де K_i – i-й елемент вектора K.

У такому випадку, задача оптимального керування (4)-(8) зводиться до знаходження вектора K та величини T. Розрахунки виконувалися за параметрами системи, які зведено до таблиці 1.

Таблиця 1. – Основні значення параметрів динамічної системи «кран-вантаж» механізму повороту

Найменування параметру	Розмірність	Умовне позначення	Величина
Максимальний крутний момент	Нм	M_{MAX}	$1{,}29 \cdot 10^5$
Зведений момент сил статичного опору	Нм	M_O	$1{,}26 \cdot 10^4$
Зведений момент інерції	кг · м^2	J_1	$1{,}50 \cdot 10^6$
Зведена маса вантажу	кг	m	$5{,}00 \cdot 10^2$
Довжина гнучкого підвісу вантажу	м	L	$5{,}00 \cdot 10^0$
Довжина вильоту вантажу	м	R	$3{,}00 \cdot 10^1$
Усталена кутова швидкість повороту	рад/с	ω_T	$8{,}90 \cdot 10^{-2}$

Для забезпечення кінцевих крайових умов (5) руху під час перехідного режиму пуску досліджуваної системи, розроблено відповідний термінальний критерій [12, 13]:

$$TER = \|\Delta\|_2 = \sqrt{(y_1(T) - \omega_T)^2 + y_2(T)^2 \cdot \Omega^{-2} + y_3(T)^2 \cdot \Omega^{-4}}, \tag{10}$$

де Δ_2 – вектор відхилення фазових координат від їх кінцевих (бажаних) значень (5). У такому випадку, комплексний критерій мінімізації має наступний вигляд [12, 13]:

$$Cr = T + TER \cdot \psi \rightarrow \min, \quad (11)$$

тут ψ – ваговий коефіцієнт, який ілюструє необхідність забезпечення кінцевих умов руху (11), а також зводить розмірність критерію *TER* до розмірності *T*. У представлених розрахунках значення вагового коефіцієнту становить $\psi=10^6 \cdot \omega_T^{-1}$.

Мінімізація комплексного оптимізаційного критерію (11) зводиться до знаходження величин тривалості розгону досліджуваної динамічної системи T та компонентів вектору K. Для визначення оптимального керування динамічною системою використаємо метод оптимізації RING-ROT-PSO [14]. Величини та діапазон величин, при яких здійснювався розв'язок оптимізаційної задачі (11), наведено у таблиці 2.

Таблиця 2. – Основні параметри методу оптимізації RING-ROT-PSO

Параметр	Позначення	Розмірність	Величина
Загальна кількість частинок в рої	-	шт	50
Загальна кількість ітерацій	-	шт	100
Діапазон тривалості розгону системи	T	с	від 2 до 10
Діапазон величин компонентів вектора	K_1, K_2, K_4	-	від -5 до 5
	K_3	-	від -50 до 5

В результаті застосування методу оптимізації RING-ROT-PSO [14], отримано величини наступних компонентів вектора K_1, K_2, K_3, K_4 та тривалість розгону системи T до усталеної швидкості ω_T (таблиця 3).

Таблиця 3. – Значення параметрів K_i та тривалість розгону системи

Параметри	K_1	K_2	K_3	K_4	T, с
Величина	2,166	-1,888	-48,61	-0,679	2,7

Для змістовної оцінки отриманого результату наведемо некласичний фазовий портрет руху досліджуваної динамічної системи (рис. 1).

ISSN 2311-0368 (Print)
ISSN 2409-1049 (Online)

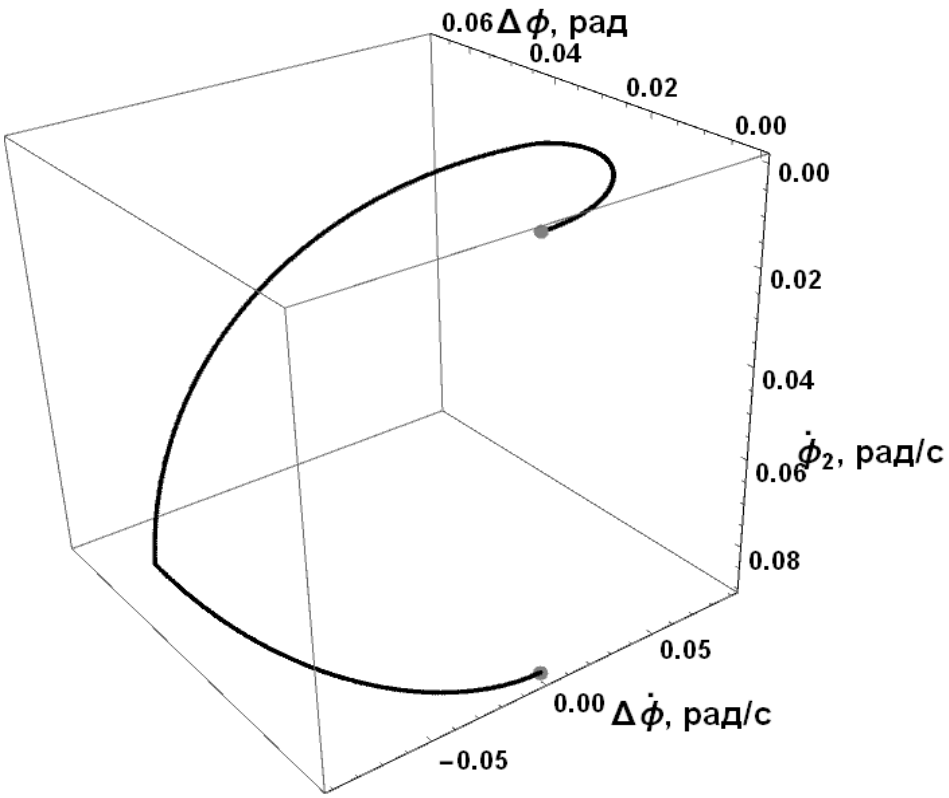


Рисунок 1. Некласичний фазовий портрет руху досліджуваної динамічної системи в координатах «відхилення гнучкого підвісу вантажу від вертикалі – швидкість відхилення гнучкого підвісу вантажу від вертикалі – швидкість вантажу»

На рис. 1, крива чорного кольору знайдена за результатом розв'язку задачі оптимального керування, крапки сірого кольору означають початковий та кінцевий стан системи. Як видно з рис. 1, кінцеве положення кривої чорного кольору співпадає з кінцевими крайовими умовами руху (5). Це дозволяє здійснювати подальший усталений руху системи без коливань вантажу.

Окрім того, представимо графічну залежність кутової швидкості розгону системи до величини ω_T та функцію керування U (рис. 2).

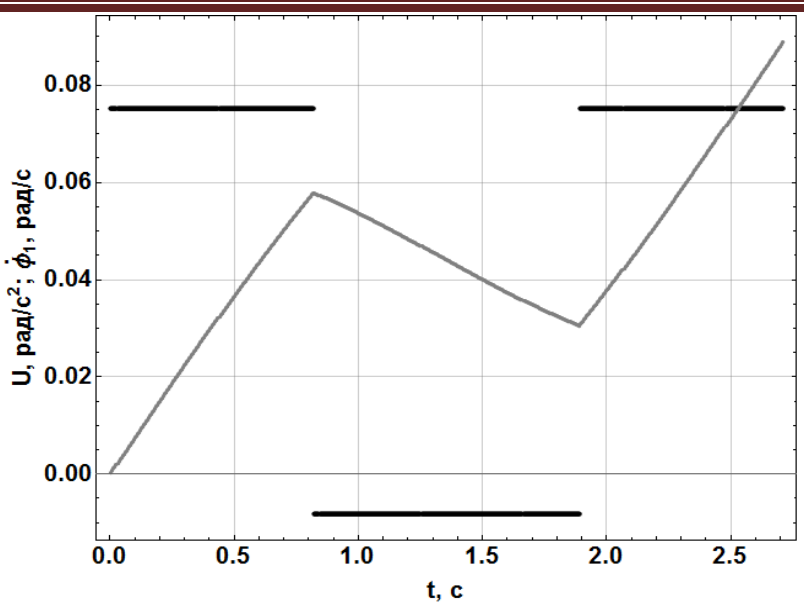


Рисунок 2. Графічні залежності зміни функції керування (чорна крива) та кутової швидкості повороту вантажу (сіра крива) баштового крана

Із графічної залежності на рис. 2, видно, що величина кутової швидкості повороту закріпленого на гнучкому підвісі вантажу у кінці розгону дорівнює табличному значенню (Таблиця 1). Також, представлено графічні залежності зміни обертового моменту та потужності, яка споживається приводом досліджуваної системи (рис. 3).

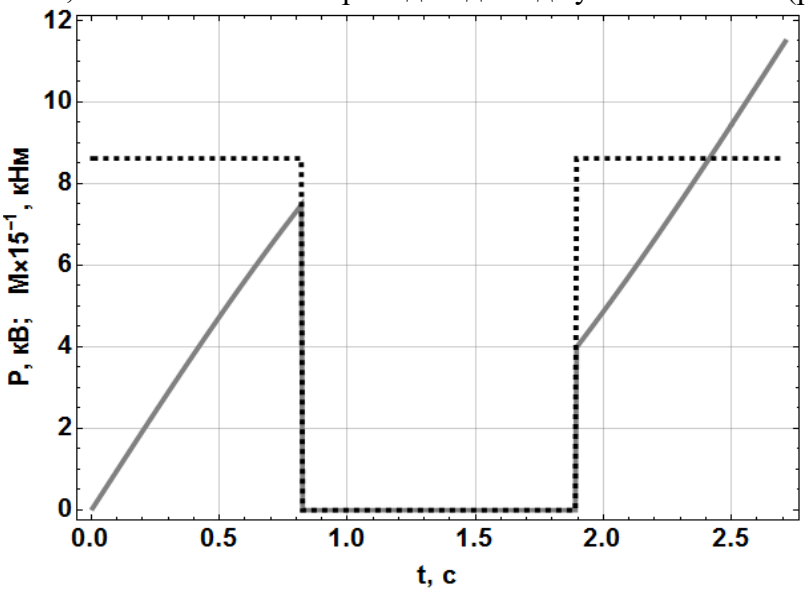


Рисунок 3. Графічні залежності функцій потужності (сіра крива) та обертового моменту (чорна крива) у приводі системи

Аналізуючи графічну залежність (рис. 3), можна відмітити два пікових значення потужності, одне з яких відбувається на 0,8 секунді пуску системи і сягає 7,5 кВт, а друге на 1,9 секунді та становить 11,5 кВт. Наведені значення потужностей відповідно у 1,5 та 2,3 рази перевищують номінальне значення потужності, проте дане перевантаження не суттєво впливає на роботу приводу досліджуваної системи, оскільки триває незначні проміжки часу. Аналогічна ситуація відбувається із обертовим моментом у приводі системи, максимальний показник якого становить 135 кН·м.

Висновки

Виконано розв'язок задачі оптимального за швидкодією керування динамічною системою «кран-вантаж» механізму повороту баштового крана, який дозволяє усувати коливання вантажу на гнучкому підвісі та є стійким до зовнішніх стохастичних збурень (вітрових поривів). Отриманий режим руху системи дозволяє підвищити продуктивність баштового крана при навантажувально-розвантажувальних операціях, а несиметричні обмеження на керування роблять даний режим руху менш напруженим та дають змогу мінімізувати навантаження на кранову металоконструкцію.

Для розв'язку задачі оптимального керування використано модифікований метод рою часточок RING-ROT-PSO для чого вихідну задачу оптимального керування було зведено до задачі безумовної оптимізації. Реалізувати на практиці запропонований оптимальний режим руху можливо за допомогою відповідного частотного перетворювача із програмним забезпеченням.

Список використаної літератури

1. Коваленко В. О., Коваленко О. О., Стрижак В. В., Свіргун В. П., Стрижак М. Г. Оптимізація керування механізмом повороту баштового крана. Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування. НТУ «ХПІ» 2022. Вип. № 1'2022. С. 84-95. https://doi.org/10.20998/2078-6840.2022.1.10.

2. Huimin Ouyang, Xiang Xu, Guangming Zhang. Boom motion trajectory generation approach for load sway rejection in rotary cranes considering double-pendulum effect. Measurement and Control. 2021. Vol. 54(5-6). Pp. 924–934. DOI: 10.1177/0020294020944964

3. Montonen, J.-H., Nevaranta N., Niemelä, M., Lind, T. (2022). Comparison of Extrainsensitive Input Shaping and Swing-Angle- Estimation-Based Slew Control Approaches for a Tower Crane. Appl. Sci. Vol 12. P. 5945. DOI: 10.3390/app12125945/.

4. Liu Z., Yang T., Sun N., Fang Y. (2019). An Antiswing Trajectory Planning Method with State Constraints for 4-DOF Tower Cranes: Design and Experiments. Journals & Magazines. IEEE Access. Vol. 7. Pp. 62142-62151. DOI: 10.1109/access.2019.2915999.

5. S.-J. Kimmerle, M. Gerdts, R. Herzog. An optimal control problem for a rotating elastic crane-trolley-load system. IFAC-PapersOnLine. 2018. Vol. 51(2). Pp. 272-277. DOI: 10.1016/j.ifacol.2018.03.047.

6. Englert T. Lastpendeldämpfung für Turmdrehkrane – Ein erster Schritt zur Kranautomation. 30. Internationale Kranfachtagung 2022. Kran 4.0. Erfolge der Digitalisierung Herausgegeben als Begleitband zur gleichnamigen Fachtagung am 11. und 12. Juli 2022 in Magdeburg. Pp. 41-49.

7. S.M. Fasih, Z. Mohamed, A.R. Hussain, L. Ramli, A.M. Abdullahi, and W. Anjum. 2020. Payload swing control of a tower crane using a neural network–based input shaper. Measurement and Control. Vol. 53(7-8). Pp 1171–1182. doi: 10.1177/0020294020920895.

8. S. Chwastek. Optimization of crane mechanisms to reduce vibration. Automation in Construction. 119:103335, 2020. DOI: 10.1016/j.autcon.2020.103335.

9. R. Miranda-Colorado. Robust observer-based anti-swing control of 2D-crane systems with load hoisting-lowering. Nonlinear Dynamics, 104:3581–3596, 2021. doi: 10.1007/s11071-021-06443-x.

10. G. Rigatos, M. Abbaszadeh, and J. Pomares. Nonlinear optimal control for the 4-DOF underac-tuated robotic tower crane. Autonomous Intelligent Systems, 2(1):21, 2022. doi: 10.1007/s43684-022-00040-4.

11. Loveykin V.S., Pylypaka S.F., Kadikalo I. O. Dynamic analysis of the turning mechanism of a jib crane. Scientific Bulletin of the National University of Bioresources and Nature Management of Ukraine. Series: Technology and energy of agricultural industry. Kyiv, 2017. Vol. 258. P. 192–202.

12. Romacevych Yu., Loveikin V., Stekhno O. Closed-loop optimal control of a system „trolley - payload”. University Polytechnica of Bucharest. Sci. Bull. Series D. 2019. Vol. 81. Issue. 2. P. 3-12.

13. Ловейкін В.С., Ромасевич Ю.О., Стехно О.В., Муштин Д.І. Наукове обґрунтування і розробка методів динамічного моделювання та режимно-параметричної оптимізації сучасних вантажопідйомних машин. Монографія. ЦП „КОМПРІНТ”. Київ. 2023. 458 с.

14. Romacevych, Yu., Loveikin, V., Loveikin, Y. (2021). Development of new rotating ring topology of PSO-algorithm. *IEEE* 2nd *KhPI* Week Advanced Technology. 13 September, 79–82. https://doi.org/10.1109/KhPIWeek53812.2021.9569973

ISSN 2311-0368 (Print)
ISSN 2409-1049 (Online)

SYNTHESIS OF THE OPTIMAL BY DURATION CLOSED-LOOP OPTIMAL CONTROL OF THE DYNAMIC SYSTEM "CRANE-LOAD" OF THE TOWER CRANE SLEWING MECHANISM

Loveikin V. S., Romasevych Yu. O., Stekhno O. V.
National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine

Abstract. *A scientific and applied problem was solved in the articles. It aimed to increase the efficiency of operation of the dynamic "crane-load" system of the tower crane slewing mechanism even when external stochastic disturbances (wind gusts) affect the load. The existing mathematical model of the movement of the dynamic "cart-load" system was used to conduct the research, which, based on the results of mathematical transformations, was simplified to a system of three linear differential equations.*

In the given optimal control problem, asymmetric constraints on optimal control were used, and the problem was reduced to the problem of unconstrained minimization of the integral-terminal criterion. Since the solution of the problem was found in the closed-loop form, a control function was developed. It included the phase coordinates function vector and vector of parameters K1...K4. The general solution of the optimization problem consisted in finding the values of acceleration duration T and components K1...K4. The modified RING-ROT-PSO optimization method was used to solve the problem.

As a result of solving the optimization problem, the mode of movement of the dynamic "crane-load" system of the slewing mechanism was obtained, which eliminates the load's oscillations during acceleration to a steady velocity even when the system is affected by external stochastic disturbances. According to the results of the solution, the corresponding graphical dependencies characterizing the kinematic, dynamic and energy characteristics were built and their analysis was carried out.

Keywords: *tower crane, slewing mechanism, dynamic systems, load, duration, RING-ROT-PSO.*

УДК 621.01
DOI: 10.15276/pidtt.2.70.2025.02
Погребняк Р. П.
Дніпровський державний аграрно-економічний університет

САМОВСТАНОВЛЮВАЛЬНІ КРИВОШИПНО-ПОВЗУНКОВІ МЕХАНІЗМИ ЗАХОПЛЮВАЛЬНИХ ПРИСТРОЇВ

Анотація. *Механізми без надлишкових зв'язків, в тому числі і механізми захватів, більш надійні, мають вищій коефіцієнт корисної дії експлуатації та статично визначені. Конструювання таких механізмів без проведення ретельного структурного аналізу утруднено.*

Виконаний структурний аналіз спарених паралелограмних схем захоплювальних пристроїв, які побудовані на основі центрального й дезаксіального кривошипно-повзункових механізмів і мають змінну структуру із зовнішніми однобічними неутримуючими в'язями. Визначено кількість внутрішніх і зовнішніх надлишкових зв'язків в контурах механізмів на різних етапах їх функціонування. Визначено їхнє розташування в контурах й запропоновані дії для їх усунення у внутрішніх контурах та зменшення кількості шкідливих надлишкових зв'язків у зовнішньому контурі механізмів.

Розглянуте усунення фрикційних надлишкових зв'язків у зовнішньому контурі механізмів шляхом зміни форм контактуючих поверхонь затискних елементів захвата.

Ключові слова: *рухомість механізму; надлишкові зв'язки; зовнішні зв'язки, однобічні в'язи*

Постановка проблеми. Механізми, що спроектовані і виконані без повторювальних (надлишкових) зв'язків (НЗ) в контурах, в тому числі і захоплювальні (захватні, захвати, захоплювачі) механізми, як відомо, більш надійні в експлуатації та мають вищій к.к.д. Ефективна працездатність механізмів захватів, як і надійність будь-яких механізмів, суттєво залежить від правильності побудови механізму, вдалого пошуку та усунення шкідливих НЗ.

Найважливіші переваги механізмів без НЗ [1, 2] над механізмами, що їх мають в своєму складі, наступні: механізми без НЗ статично визначені, тобто в кінематичних парах таких механізмів не виникають реакції, крім тих, що викликані дією зовнішнього навантаження; такі механізми легко збираються і не потребують підгону й обкатки, вони не чутливі до незначного відхилення розмірів ланок механізму і станини; в таких механізмах рідше утворюються зазори і незначне зношування кінематичних пар; вони мають вищу надійність і нижчу вартість

експлуатації. При пружних деформаціях під дією навантаження, температурних деформаціях або похибках виготовлення, НЗ створюють значні додаткові зусилля в рухомих з'єднаннях, які можуть виявитися настільки значними, що механізм заклинюється або руйнується. Тому для отримання більш ефективного й надійного захоплювального механізму його проектування доцільноздійснювати за схемами, які позбавлені шкідливих НЗ. Такі механізми ще називають самоустановлювальними.

Захватні пристрої мають невелику кількість ланок з переважно однорухомими кінематичними парами, індивідуальний привод і, зазвичай, одну основну рухомість.

Проектування різних схем і конструкцій захватів різного призначення передбачає етапи обов'язкового кінематичного й кінетостатичного розрахунків, компонування і конструювання, а етап структурного аналізу й синтезу механізму зазвичай не передбачається. Якщо структурний аналіз і виконується, то найчастіше він обмежується обчислюванням числа кінематичних пар, ланок та ступенів свободи механізму. Структурний параметр, що визначає ефективність роботи будь-якого механізму – наявність у схемі надлишкових зв'язків – залишається не визначеним, а, отже, і не застосовуються дії щодо їхнього зменшення.

Аналіз публікацій по темі досліджень. Дослідниками запропоновані багаточисельні схеми й конструкції механізмів захватів різного призначення, спрогнозовані тенденції і стратегії розвитку та розроблені рекомендації з їх проектування, в тому числі і для машин аграрного виробництва [3].

Дослідження структури механізмів останніх років з пошуком й усуненням шкідливих НЗ в окремих механізмах трубоправильних машин, паливного насосу, рульових механізмів виконані в роботах [4 - 6].

Мета роботи – провести структурний аналіз центрального і дезаксиального спарених паралелограмних кривошипно-повзункових механізмів захоплювальних пристроїв з ведучим повзунком, які є механізмами змінної структури із зовнішніми неутримуючими зв'язками. Також потрібно визначити кількість і розташування НЗ у внутрішніх і зовнішніх контурах схем механізмів та запропонувати способи їх зменшення.

Виклад основного матеріалу. Паралелограмні захоплювальні механізми мають підвищену вантажопідйомність і якщо об'єктом маніпулювання є деталі призматичної форми, то затискні елементи не потребують спеціального профілювання. У найбільш поширених механізмах захватів із паралельними та спареними механізмами зазвичай велика кількість НЗ у внутрішніх та зовнішніх контурах і змінна структура.

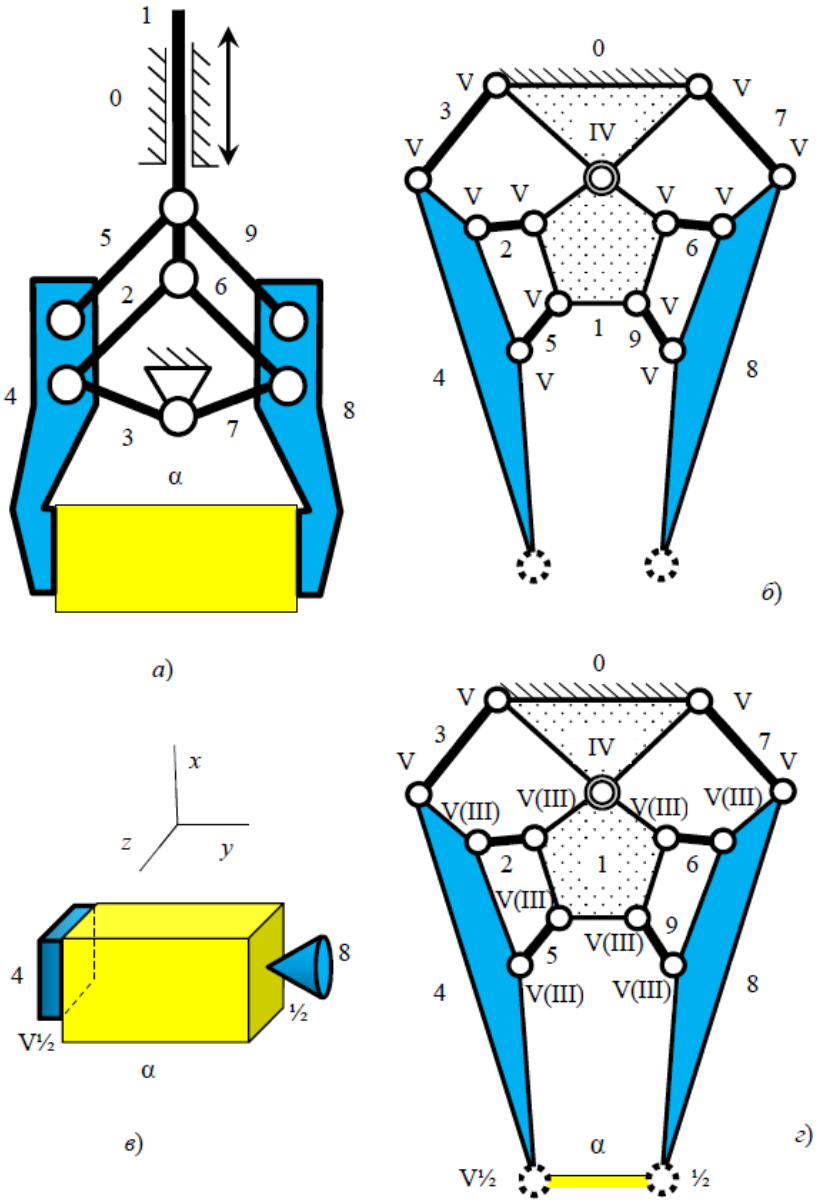


Рисунок 1 - Кінематична і структурні схеми спареного центрального кривошипно-повзункового механізму захвата з ведучим повзунком на різних етапах його роботи

Для виявлення та усунення внутрішніх та зовнішніх НЗ зручно застосувати методику узагальненої структурної теорії [1].

Поконтурне визначення НЗ проводимо за побудованою на основі кінематичної структурною схемою, де арабськими цифрами позначені ланки, а римськими – клас (число зв’язків) кінематичних

пар.

Десятиланковий стрижньовий механізм захвату (рис. 1, а) побудований на основі спареного паралелограмного центрального кривошипно-повзункового механізму з ведучим повзунком. Перевага схеми в тому, що більшість кінематичних пар в ній - обертальні, поступальна пара 0-1 тільки одна, яка легко реалізується пневмо- або гідроприводом. Ведучий повзунок 1 утворює ведучу пару зі стійкою 0 і впливає на хитуни 2 і 6, які з'єднані з коромислами 3 і 7. На кінці хитунів шарнірно закріплені ланки 4 й 8, що містять затискні елементи захвату. Додані діади 4–5 та 8–9 утворюють паралелограми і забезпечують плоский рух затискних елементів захвату.

Механізми захватів є механізми змінної структури, мають різні параметри схеми в різних станах функціювання і тому їх структурний аналіз потрібно проводити для кожного стану. Для захоплювальних пристроїв таких станів два: до затиску об'єкта маніпулювання затискними елементами захвату, коли накладені тільки внутрішні в'язі і після накладання зовнішніх в'язей в стані захоплення об'єкту.

Перший стан – до затиску об'єкту маніпулювання. Одношарова симетрична складна напіввідкрита з чотирма базовими ланками структурна схема механізму (рис. 1, б) складається з дев'яти рухомих ланок, тринадцяти з'єднань (у тому числі 5 складних шарнірів) і чотирьох контурів (четвертого класу за Озолсом [1] k = 4). Основні внутрішні структурні параметри кінематичного ланцюга: n = 10 - число ланок, p = 13 - число з'єднань, f = 13·1 = 13 - загальна рухливість кінематичних пар (вважаємо всі кінематичні пари однорухомими). Перевірка за основною геометричною залежністю підтверджує правильність побудови структурної схеми: p = n + k – 1 (13 = 10 + 4 – 1).

Для пласкої схеми визначимо рухомість механізму W за формулою Грюблера:

$$W = 3(n - 1) - 2p_5 - p_4. \quad (1)$$

де, p_5 = 13 – число однорухомих кінематичних пар (п'ятого класу), p4 = 0 - число дворухомих кінематичних пар (четвертого класу), в схемі їх немає (ведуча циліндрична пара 0 – 1 має другу рухомість у площині, перпендикулярній площині схеми, тому у площині схеми ця пара є парою п'ятого класу). Тоді $W = 3(10 - 1) - 2 \cdot 13 - 0 = 1$, тобто в механізмі одна рухомість і для визначеності його руху достатньо однієї ведучої ланки й одного двигуна.

Загальне число НЗ знайдемо за формулою Озолса [1]

$$\sigma = W + 6k - f. \quad (2)$$

Пошук НЗ за цією формулою здійснюється для просторової схеми, тому рухомість усіх кінематичних пар складе f = 12·1 + 1·2 = 14, а число НЗ буде σ = 1 + 6·4 – 14 = 11. У симетричних і топологічно однакових двох контурах 1-2-4-5 та 1-6-8-9 утворюються по три НЗ, а загальна для контурів 0-1-2-4-3 та 0-1-6-8-7 обертальна рухомість в напрямних ведучого повзунка, що використовується при збиранні в одному контурі (наприклад, 0-1-2-4-3) і зменшує кількість НЗ, вже не може бути використана для самовстановлення в іншому (0-1-6-8-7). Той контур, який буде зібраний першим використає цю кутову рухливість, інший збереться з натягом. Тому в одному контурі (0-1-2-4-3) утворюються два НЗ, а в іншому (0-1-6-8-7) – три.

У контурах паралелограмів 1-2-4-5 і 1-6-8-9 можлива непаралельність осей шарнірів може створити вигин і скручування хитунів, і ці деформації будуть викликані дією НЗ, а не дією зовнішньої сили.

Найбільш простим та ефективним способом зменшення кількості НЗ є зниження класу кінематичних пар. На рис. 1, г в дужках представлені рекомендовані для заміни класи кінематичних пар, які дозволять зменшити кількість НЗ у внутрішніх контурах. Сполуки шатунів 3 і 7 з коромислами 2 і 6, а також обидві пари хитунів 5 і 9 виконані сферичними шарнірами III класу. Місцева рухливість ланок 4 і 8 не може бути дозволена встановленням сферичних кінцевих шарнірів, які утворять шкідливу місцеву обертальну рухомість. Після реалізації цих рекомендацій загальна рухомість всіх пар складе f = 4·1 + 1·2 + 8·3 = 30, з'являться п'ять місцевих рухливостей – обертання хитунів 2, 5, 6 і 9 та повзунка 1 навколо своїх поздовжніх осей, які додадуться до основної рухомості W = 1 + 5 = 6, а схема позбавиться усіх внутрішніх НЗ: σ = 6 + 6·4 – 30 = 0.

Другий стан – об'єкт маніпулювання затиснутий (рис. 1, в, г). На цьому етапі накладаються зовнішні в'язи і структура механізму змінюється. Механізми захватів в стані затиску об'єкта завжди мають зовнішні зв'язки, тому розглядати їх потрібно з двох позицій. По-перше, в ізоляції від зовнішніх тіл (від об'єкта маніпулювання), з якими він має зовнішні зв'язки; число ступенів свободи при усунених зовнішніх зв'язках називають фактичною рухомістю механізму ($W_ф$). По-друге, в робочому стані, коли об'єкт затиснутий і діють зовнішні в'язи; рухомість при діючих зовнішніх зв'язках $W_{роб}$ – робоча рухомість механізму. $W_ф$ більша за $W_{роб}$ на кількість накладених зовнішніх зв'язків. Перший випадок відповідає стану механізму вільного від об'єкту маніпулювання, другий – стану механізму, коли об'єкт затиснутий.

Оскільки тепер механізм має зовнішні зв'язки, то для подальшого аналізу доцільно використовувати скореговану зовнішню структурну

формулу, яка дозволяє встановити у такому механізмі кількість зовнішніх НЗ [7]:

$$\sigma_a = S_a - [(W_ф - W_{роб}) + W_a - S_{ai}], \quad (3)$$

де S_a – число зовнішніх зв'язків, ($W_ф$ - $W_{роб}$) – число втрачених рухомостей зовнішніх тіл від дії зовнішніх зв'язків, S_{ai} - число зовнішніх зв'язків які одночасно позбавляють рухливості зовнішнє тіло і усувають основну рухомість механізму, W_a - зменшення рухомостей зовнішніх тіл від дії зовнішніх зв'язків.

Після затиску об'єкту α в схемі утворюється ще один контур 1-5-4-α-8-9, а механізм і зовнішнє тіло повністю втрачають рухомість Wроб = 0. При пласких затискних елементах та достатнього тертя між ними і об'єктом захоплення останній не може рухатися відносно механізму, тому вважаємо, що у зовнішніх парах 4-α і α-8 за умов накладання односторонніх неутримуючих в'язів утворюються дробові з'єднання V½ класу, тобто S_a = 2·5,5 = 11. Важливо відзначити, що зовнішні з'єднання стають здатними передати силу уздовж осі x і здійснювати всі голономні фрикційні зв'язки тільки тоді, якщо обидві ланки 8 і 4 затискають об'єкт.

Фактична рухомість механізму, який позбавлений дії зовнішніх зв'язків до затискання $W_ф$ = 1, W_a = 6, тому що деталь рухливість втратила повністю, S_{ai} = 1 – зв'язок, який одночасно позбавив єдиної рухомості механізм та наклав обмеження на зовнішнє тіло.

Кількість зовнішніх НЗ за залежністю (2): $\sigma_a = 11 - [(1 - 0) + 6 - - 1] = 5$, три з них утворюються під час накладання фрикційних голономних зв'язків, двічі обмежують передачу моменту навколо осі y і передачу сил уздовж осей x і z. Було б достатньо, щоб зазначені фрикційні зв'язки накладав один затискний елемент захвата. Решта два з виявлених зовнішніх НЗ вимагають дотримання паралельності поверхонь затискних елементів захвата і бічних поверхонь об'єкта в двох взаємно перпендикулярних площинах.

Один з варіантів захвата, затискні елементи якого накладають 6 зв'язків і позбавляють механізм всіх зовнішніх НЗ, показаний на рис.1, в. Якщо б тіла 4 і 8 були б елементами однієї ланки, то її з'єднання з тілом α можна було би вважати однією двосторонньою парою шостого класу з кінематичним замиканням. Тут з'єднання трьох різних тіл і замикання контуру відбувається накладанням односторонніх неутримуючих в'язів, які в формулі (2) враховуються як дробові. Точкова пара α-8 обмежує переміщення зовнішнього тіла α вздовж координати y тільки зліва направо, тобто накладається половина в'язі. Відповідно в площинній парі 4-α накладається V½ в'язей. Тоді $\sigma_a = 6 - [(1 - 0) + 6 - 1] = 0$, однак, слід мати на увазі, що усунення фрикційних НЗ шляхом зміни форм контактуючих поверхонь істотно знизить

величину сил і моментів, що передаються, і вимагатиме збільшення необхідного зусилля затиску, що може викликати пошкодження об'єкту при реалізації точкового контакту між об'єктом і затискним елементом. Якщо об'єктом маніпулювання є тіло циліндричної форми, то форма обох затискних елементів може бути призматичною або одна призматичною, друга пласкою. В цьому випадку ненадійних фрикційних в'язей накладається менше за рахунок збільшення накладання значно надійніших геометричних [8].

Для усунення зовнішніх НЗ без зміни форми контактуючих поверхонь необхідне введення в схему розвантажувального з'єднання [9], м'яких еластичних накладок або м'яких захватів [10], здатних компенсувати перекоси при затиску об'єкта. Використання таких засобів усунення НЗ можлива непаралельність сторін об'єкту буде компенсована самовстановленням або місцевими пружними деформаціями.

Перевірка загальної кількості НЗ за залежністю (3) підтвердила відсутність в схемі НЗ:

$$\sigma = S - \{[6(n - 1) - W_{роб}] + W_a - S_{ai}\} \quad (4)$$
$$\sigma = 59 - [6(10 - 1) - 0 + 6 - 1] = 0.$$

де, $S_i = 4 \cdot 5 + 1 \cdot 4 + 8 \cdot 3 = 48$ – кількість внутрішніх в'язей, $S = S_i + S_a = 48 + 11 = 59$ – загальна кількість внутрішніх і зовнішніх в'язей.

Захватний пристрій, виконаний за пропонованою схемою, де внутрішні і зовнішні НЗ відсутні, гарантовано буде мати більш високі показники експлуатації.

Розглянемо ще одну схему захоплювального пристрою побудованого на основі кривошипно-повзункового механізму (рис. 2, а). Тут використана схема дезаксиального спареного паралелограмного кривошипно-повзункового механізму з ведучим повзунком. Структурно схема цього механізму подібна до попередньої. Ведучий повзунок 1 впливає на хитуни 2 і 6, що з'єднані коромислами 3 і 7 зі стійкою 0. На кінці хитунів шарнірно закріплені ланки 4 й 8, що містять затискні елементи захвату. Додані коромисла 5 та 9 утворюють паралелограми і відтворюють плаский рух затискних елементів захвату.

Перший стан – до затиску об'єкту маніпулювання. Одношарова симетрична складна напіввідкрита з чотирма базовими ланками 0, 1, 4 і 8 структурна схема механізму (рис. 2, б) складається з дев'яти рухомих ланок, тринадцяти з'єднань (у тому числі 3 складних шарніра) і чотирьох контурів (четвертого класу k = 4).

ISSN 2311-0368 (Print)
ISSN 2409-1049 (Online)

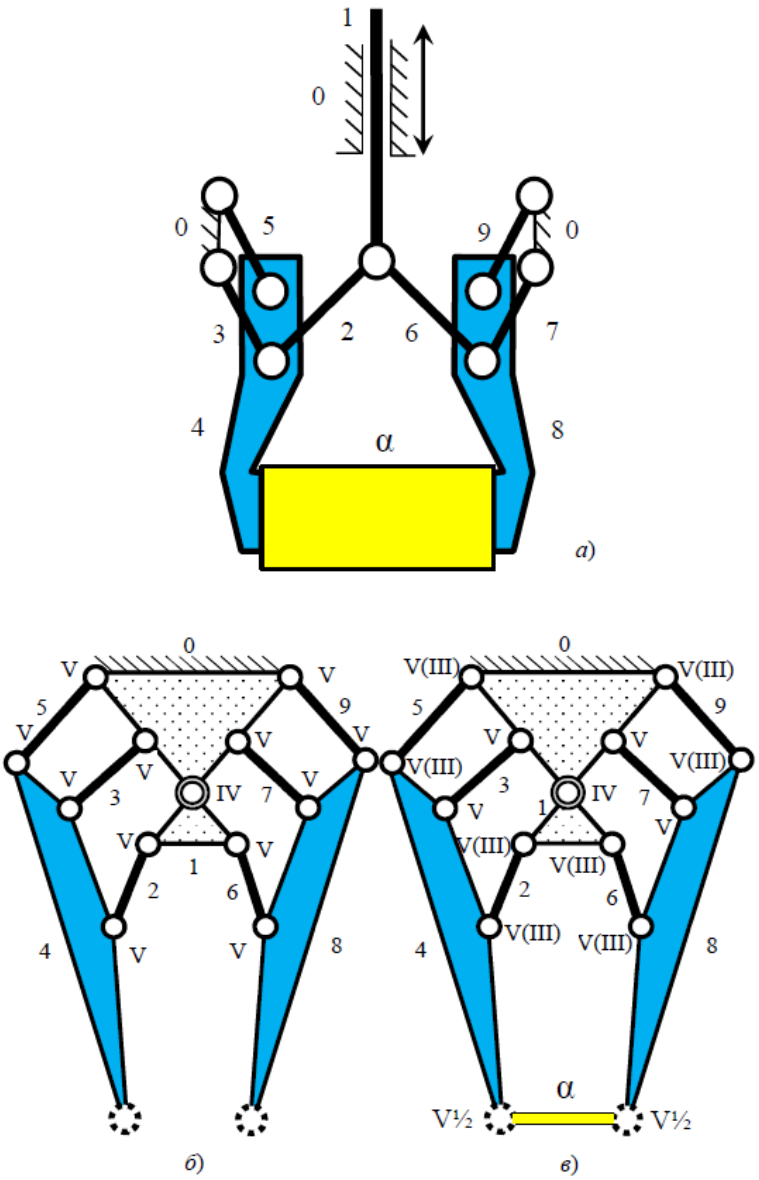


Рисунок 2 - Кінематична і структурні схеми спареного дезаксиального кривошипно-повзункового механізму захвата на різних етапах його роботи

Число ступенів свободи механізму також можна також визначити за формулою [1]

$$W = c + b + d, \quad (5)$$

де с - число основних рухомостей (відповідає числу рушійних сил), b - число додаткових рухомостей (з урахуванням місцевих),

d - число динамічних зв'язків. В механізмі одна ведуча ланка і одна рушійна сила, тому $c = 1$, додаткових рухомостей й динамічних зв'язків в схемі немає $b = d = 0$, тому $W = 1 + 0 + 0 = 1$.

Якщо механізм зібраний на однорухомі шарніри і одну циліндричну ведучу пару, то загальна рухливість усіх кінематичних пар складе $f = 12 \cdot 1 + 1 \cdot 2 = 14$, а кількість внутрішніх НЗ за формулою (2) буде $\sigma = 1 + 6 \cdot 4 - 14 = 11$. У симетричних і однакових двох контурах паралелограмів 0-3-4-5 та 0-7-8-9 утворюються по три НЗ, а в контурах 0-1-3-4-2 та 0-1-7-8-6 утворюються п’ять НЗ, які розподіляються так, як при розгляданні попереднього механізму.

Зменшмо кількості НЗ зниженням класу кінематичних пар. В дужках на рис. 2, в наведенні рекомендовані для заміни класи кінематичних пар, які дозволять усунути НЗ у внутрішніх контурах. Сполуки коромисел 5 і 9, а також хитунів 2 і 6 з іншими ланками виконані сферичними шарнірами III класу. Після реалізації цих рекомендацій загальна рухомість всіх пар складе $f = 4 \cdot 1 + 1 \cdot 2 + 8 \cdot 3 = 30$, з’являться п’ять місцевих рухливостей – обертання хитунів 2 і 6 та коромисел 5 і 9 та повзунка 1 навколо своїх поздовжніх осей, які додадуться до основної рухомості $W = 1 + 5 = 6$, а схема позбавиться усіх внутрішніх НЗ: $\sigma = 6 + 6 \cdot 4 - 30 = 0$.

Другий стан – об’єкт маніпулювання затиснутий (рис. 2, г). Структура механізму змінилася і накладені зовнішні в’язи. Кількість зовнішніх НЗ за формулою (3) для $W_{роб} = 0$, $W_ф = 1$, $W_a = 6$, $S_{ai} = 1$: $\sigma_a = 11 - [(1 - 0) + 6 - 1] = 5$, кількість і природа утворення зовнішніх НЗ така ж, як у попередньому випадкові, тому можуть бути застосовані ті ж засоби їх усунення.

Висновки. Проведений повний структурний аналіз центрального і дезаксиального спареного паралелограмного кривошипно-повзункового механізму захоплювального пристрою з ведучим повзунком, які є механізми змінної структури з внутрішніми та зовнішніми зв’язками. Виконані поконтурний пошук, аналіз та усунення шкідливих повторюваних зв’язків у внутрішніх та зовнішньому контурах механізмів.

Запропоновані практичні рекомендації щодо зміни рухливостей кінематичних пар для усунення повторюваних зв’язків у внутрішніх контурах та їх зменшення в зовнішніх контурах механізмів зміною форм контактуючих поверхонь або введенням розвантажувального з’єднання.

Список використаної літератури

1. Озол О. Г. Основы конструирования и расчета механизмов. Рига: Звайгзне, 1979. 360 с.

2. Reshetov L. Self-Aligning Mechanisms: Reference book. Transl. into English L. Sachs, 1986. 528 p.

3. Zhang B., Xie Y., Zhou J., Wang K., Zhang Z. State-of-the-art robotic grippers, grasping and control strategies, as well as their applications in agricultural robots: A review. Computers and Electronics in Agriculture. – 2020. - P. 177-191, art. no. 105694. doi.org/10.1016/j.compag.2020.105694

4. Zdanevich, S.S., Pogrebnyak, R.P., Zdanevich, S.V. Structural analysis and rational design of mechanisms of crossroll tube straightening machines. Science and Transport Progress, - 2018. №5 (77), P.65—73. doi.org/10.15802/stp2018/147630

5. Protsenko V., Babiy M., Nastasenko V., Protasov R. Marine diesel high pressure fuel pump driving failure analysis. Strojnícky časopis – Journal of mechanical engineering, vol. 71 (2021), No 2, P. 213 – 220. doi: 10.2478/scjme-2021-0031

6. Protsenko V., Babiy M., Nastasenko V., Protasov R. Marine ram-type steering gears maintainability increasing. Strojnícky časopis – Journal of mechanical engineering, vol. 72 (2022), No 2, P. 149 – 160. doi: 10.2478/scjme-2022-0025

7. Погребняк Р. П. Структурний аналіз і кінематичний синтез стрижньового кулісного механізму захвата. Підйомно-транспортна техніка. – 2017. – № 2 (54). – С. 47–56.

8. Погребняк Р. П. Раціональний кінематичний синтез і структурний аналіз центрального прямолінійно-напрямного кривошипно-повзункового механізму захоплювального пристрою. Підйомно-транспортна техніка. - 2023. - № 1(68). - С. 56–70. doi.org/10.15276/pidtt.1 .68.2023.05

9. Погребняк Р. П. Структурний аналіз і кінематичний синтез спареного стрижньового кулісного механізму захвата робота. Підйомно-транспортна техніка. – 2017. – № 4 (56). – С. 57–65.

10. Hughes J., Culha U., Giardina F., Guenther F., Rosendo A., Iida F. Soft Manipulators and Grippers: A Review. Front. Robot. – 2016. - AI 3(69). doi: 10.3389/frobt.2016.00069

SELF-ALIGNING CRANK-SLIDE MECHANISMS OF GRIPPING DEVICES

Pohrebniak R.
Dnipro State Agrarian and Economic University

Aabstrakt. *Mechanisms without redundant connections, including gripper mechanisms, are more reliable, have a higher efficiency of operation and are statically determined. It is difficult to design such mechanisms without thorough structural analysis.*

A structural analysis of the paired parallelogram schemes of the gripping devices, which are built on the basis of the central and deaxial

crank-slider mechanisms and have a variable structure with external one-way connections, was performed. The number of internal and external redundant connections in the contours of the mechanisms at different stages of their functioning is determined. Their location in the contours is determined and actions are proposed to eliminate them in the internal contours and reduce the number of harmful redundant connections in the external contour of the mechanisms.

The elimination of frictional excess connections in the outer contour of the mechanisms by changing the shapes of the contacting surfaces of the clamping elements of the gripper is considered.

Keywords: *mobility of mechanism; repeated connections; external connections, one-way connections*

ISSN 2311-0368 (Print)
ISSN 2409-1049 (Online)

УДК 621.878
DOI: 10.15276/pidtt.2.70.2025.03
[1]Щукін О. В., [1]Орел О. В., [2]Зіборов К. А., [3]Шуляк М. Л.
[1]Харківський національний автомобільно-дорожній університет
[2]НТУ «Дніпровська політехніка»
[3]Сумський національний аграрний університет

ПРО ВЗАЄМОЗВ'ЯЗОК ІНТЕНСИВНОСТІ ЗНОШУВАННЯ ПІДШИПНИКА КОВЗАННЯ З МАТЕРІАЛЬНИМИ ХАРАКТЕРИСТИКАМИ ПОВЕРХОНЬ ТЕРТЯ І МАСТИЛА ВАЖКОНАВАНТАЖЕНИХ МЕХАНІЗМІВ БУДІВЕЛЬНИХ МАШИН

Анотація. *Отримано рівняння для виробництва ентропії в процесі взаємодії молекулярних диполів мастильного матеріалу з диполями, зумовленими флуктуаціями поверхневої густини дислокацій. Показано, що інтенсивність зношування, зумовлена цією складовою виробництва ентропії, зменшується зі зростанням величини дипольного моменту молекул мастильного матеріалу.*

Показано, що інтенсивність зношування підшипника ковзання колінчастого валу автогрейдера ДЗк-250 при пружно-пластичному контакті зростає зі збільшенням поверхневої щільності дислокацій при низьких її значеннях та зменшується зі збільшенням γ в діапазоні великих значень.

Ключові слова: *моторне мастило, контакт, підшипник ковзання, ентропія, інтенсивність зношування, дислокація.*

Постановка проблеми. Відомо, що тертя є дисипативним процесом, за якого відбуваються руйнування і структурні зміни шарів тіл, що труться. Вивчення цих процесів ускладняється відсутністю інформації про фізико-хімічні властивості приповерхневих шарів, які безпосередньо піддаються високим швидкостям деформації, значним температурним градієнтам і силовим впливам, тому створення адекватної моделі тертя і зношування являє собою надзвичайно складне завдання. Тим складнішим є завдання дослідження процесів тертя і зношування для конкретних систем, що працюють у механічних і теплових умовах, які змінюються.

Розглянемо як таку систему підшипник ковзання, який встановлюється у двигуні автогрейдера ДЗк-250.

Мета роботи – встановити взаємозв'язок між величинами, що визначають вироблення ентропії в поверхневому шарі підшипника

ковзання колінчастого валу автогрейдера ДЗк-250, і його зносостійкістю.

Виклад основного матеріалу. У [1] показано, що величина інтенсивності зношування підшипника ковзання при пружному і пружнопластичному контакту визначається за виразом

$$I = C_1 \cdot \alpha_{Ге} \cdot p_a \cdot \tau_0^{\frac{t'}{2}} \cdot \theta^{1-\frac{t'}{2}} \cdot \left(\frac{K' \cdot f}{\sigma_0'} \right), \quad (1)$$

де $C_1 = 0{,}1216^{\frac{2t'}{5}} 2{,}6^{\frac{5}{5}-t'}$ p_a – номінальний тиск; τ_0 – зсувний опір; $\theta = \frac{1-\mu^2}{E}$ – пружна постійна Кірхгофа; μ – коефіцієнт Пуассона; K' – коефіцієнт, величина якого близька до трьох; f – коефіцієнт тертя; t' – показник кривої фрикційної втоми; σ_0' – напруга втомного руйнування; $\alpha_{Ге}$ – коефіцієнт гістерезисних втрат.

Остання величина визначається відношенням втрати (дисипації) енергії в одиниці об'єму за цикл (період) ΔW_σ до максимальної щільності пружної енергії W_0 системи [2].

$$\alpha_\Gamma = \frac{\Delta W_\sigma}{2\pi W_0}. \quad (2)$$

Під час пластичного деформування дисипація енергії описується дисипативною функцією

$$D = \sigma_{ij}^D e_{ij}, \quad (3)$$

де σ_{ij}^D – тензор дисипативних напружень; e_{ij} – тензор швидкостей пластичних деформацій.

Очевидно, що інтеграл від величини дисипативної функції за період τ дорівнює втраті енергії за цей проміжок часу, тобто

$$\Delta W_\sigma = \int_0^\tau D dt. \quad (4)$$

Величина максимальної щільності пружної енергії становить

$$W_0 = \frac{\sigma_0 \cdot e_0}{2}, \quad (5)$$

де σ_0 – максимальне напруження; e_0 – максимальна відносна деформація.

Тоді відповідно до виразів (2), (4) і (5)

$$\alpha_\Gamma = \frac{\int_0^\tau D dt}{\pi \cdot e_0 \cdot \sigma_0}. \quad (6)$$

Оскільки дисипативна функція D і виробництво ентропії p_s пов'язані співвідношенням $D = p_s T$ (де T – температура), отримаємо вираз коефіцієнта гістерезисних втрат через виробництво ентропії:

$$\alpha_\Gamma = \frac{\int_0^\tau p_s \cdot T \cdot dt}{\pi \cdot e_0 \cdot \sigma_0}. \quad (7)$$

Розглянемо роль виробництва ентропії в процесах тертя і зношування стосовно підшипника ковзання.

Як показано в [3], під час руху дислокацій у поверхневому шарі створюються пластичні деформації, які зумовлюють виробництво ентропії

$$p_{s1} = \frac{10 \cdot \gamma \cdot b^4 \cdot \sigma_\tau^2}{3 \cdot k \cdot T^2}, \quad (8)$$

де σ_τ – тангенціальне напруження; b – величина вектора Бюргерса; γ – поверхнева густина дислокацій; k – постійна Больцмана.

Другою причиною виникнення виробництва ентропії в шарі тертя відповідно до [4] є загасання поверхневих акустичних хвиль (релеївських хвиль) на дислокаціях поверхневого шару. Як показано в [4], густина потоку релеївської хвилі на відстані z від поверхні визначається рівнянням

$$J_{vz} = 2\pi \cdot \sigma_s \cdot \sigma_\tau \cdot u_R \cdot n_s \cdot \exp(-2\alpha \cdot z) \quad (9)$$

де α – коефіцієнт поглинання; U_R – швидкість релеївської хвилі; σ_s – поперечний переріз розсіювання хвилі; n_s – концентрація поверхневих неоднорідностей.

В отриманому рівнянні поверхневе тангенціальне напруження σ_τ залежить від координати z, що відповідає численним експериментальним даним, узагальненим у [1], і може бути представлене у вигляді

$$\sigma_\tau = \sigma_{\tau 0} + \frac{d\sigma_\tau}{dz}\lambda_R \tag{10}$$

де $\sigma_{\tau 0}$ – тангенціальна напруга на поверхні тертя; λ_R – довжина релеєвської хвилі, яка є інтервалом локалізації хвильового поля вздовж осі z.

Підставляючи (10) у (9) і з огляду на те, що за великих порівняно з довжиною хвилі перешкод поперечний переріз розсіювання σ_s хвилі пропорційний четвертому ступеню її частоти, представимо (9) у вигляді

$$j_{Vz} = 2\pi\varsigma\omega^4 u_R n_s \sigma_{\tau 0}\lambda_R\left(\frac{1}{\lambda_R} + \frac{1}{\sigma_{\tau 0}}\frac{d\sigma_\tau}{dz}\right)\exp\left(-2\alpha z\right), \tag{11}$$

де ς – коефіцієнт пропорційності між σ_s і ω^4.

З отриманого виразу видно, що густина потоку енергії об’ємної хвилі, яка виникає під час розсіювання поверхневих хвиль Релея, пропорційна градієнту величини тангенціального напруження $\frac{d\sigma_\tau}{dz}$, з якою природно пов’язати термодинамічну силу. Визначимо відповідну густині потоку об'ємних хвиль термодинамічну силу X_v, що відповідає густині потоку об’ємних хвиль, за допомогою співвідношення

$$X_{Vz} = \frac{1}{\sigma_{\tau 0}}\frac{d\sigma_\tau}{dz} \tag{12}$$

Тоді, враховуючи, що виробництво ентропії дорівнює добутку густини потоку на відповідну йому термодинамічну координату, знайдемо виробництво ентропії, зумовлене поглинанням пружних хвиль

дислокаціями (взявши до уваги малість другого члена в дужках рівняння (11) порівняно з першим):

$$p_{s2} = 2\pi\varsigma\frac{\omega^4 u_R n_s}{T}\exp\left(-2\alpha z\right)\frac{d\sigma_\tau}{dz} \tag{13}$$

Будемо вважати, що середнє значення виробництва ентропії в шарі локалізації хвильового поля є близьким до його величини в точці $z = \lambda_R / 2$, тобто

$$\left\langle p_{s2}\right\rangle = 2\pi\varsigma\frac{\omega^4 u_R n_s}{T}\exp\left(-\alpha\lambda_R\right)\frac{d\sigma_\tau}{dz} \tag{14}$$

Коефіцієнт поглинання α в останньому рівнянні зумовлений головним чином дислокаціями та відповідно до моделі дислокаційних струн Гранато-Люкке-Келера [5] має вигляд

$$\alpha = \frac{d_0\gamma\Delta_0\eta^2}{2\pi C_\tau\left[\left(\frac{\omega_0^2-\omega^2}{\omega}\right)^2 + d_0^2\right]}. \tag{15}$$

де ω_0 – власна частота коливань дислокаційних струн; Δ_0 – постійна порядку одиниці; d_0 – коефіцієнт загасання дислокаційних струн; G – модуль зсуву; C_τ – швидкість поширення поперечних акустичних хвиль (поперечна швидкість звуку); $\eta^2 \approx 2C_\tau^2$.

При підстановці цього виразу в (14) з урахуванням значення η^2, а також того, що довжина релеєвської хвилі $\lambda_R = \frac{2\pi u_R}{\omega}$ і швидкість u_R мало відрізняється від швидкості поздовжньої хвилі $C_t\left(u_R \approx 0{,}9C_t\right)$, отримуємо

$$\left\langle p_{s2}\right\rangle = 2\pi\varsigma\frac{\omega^4 u_R n_s}{T}\exp\left\{-\frac{2d_0\gamma\Delta_0 C_\tau C_t}{\left[\left(\frac{\omega_0^2-\omega^2}{\omega}\right)+d_0^2\right]\omega}\right\}\frac{d\sigma_\tau}{dz} \tag{16}$$

Підставляючи вирази (8) і (16) для виробництва ентропії в рівняння (1) і (7) і взявши до уваги, що в стаціонарному режимі жодна з величин, які стоять під знаком інтеграла, не залежить від часу, а $\int_0^{\tau} dt = \frac{2\pi}{\omega}$, одержимо таке рівняння для інтенсивності зношування підшипника ковзання за умови пружного контакту:

$$I = \frac{2C_1 p_\alpha \tau_0^{\frac{t'}{2}} \Theta^{1-\frac{t'}{2}}}{e_0 \sigma_0} \left(\frac{k'f}{\sigma'_0}\right)^{t'} \left[\frac{10\gamma b^4 \sigma_\tau^2 C_t}{3kT\omega} + 2\pi\varsigma\omega^3 u_R n_s \exp\left\{-\frac{2d_0\gamma\Delta_0 C_\tau C_t}{\left[\left(\frac{\omega_0^2-\omega^2}{\omega}\right)^2 + d_0^2\right]\omega}\right\}\frac{d\sigma_\tau}{dz}\right] \quad (17)$$

З отриманого рівняння видно, що в умовах пружнопластичного контакту інтенсивність зношування підшипника ковзання зростає зі збільшенням поверхневої густини дислокацій γ за малих її значень та зменшується в області великих значень γ. При цьому слід мати на увазі, що перший член у рівнянні (17) зумовлений рухом дислокацій, який можливий за їхньої малої густини, що можливе лише на початкових стадіях припрацювання, тоді як сталий режим характеризується більшими значеннями γ і закріпленням дислокацій, у зв'язку з чим цей член рівняння обертається в нуль.

Однак пружне деформування є не єдиним і аж ніяк не домінуючим фактором, що визначає процес зношування в підшипнику ковзання. Згідно з даними робіт [6] і [7] інтенсивність зношування значною мірою залежить і від процесів взаємодії молекул мастила з поверхнею тертя. Молекулярні диполі, що входять до складу таких мастил і знаходяться в зазорі підшипника ковзання, піддаються впливу електричного поля, створеного флуктуаціями дислокацій, а також взаємодіють з поверхнею тертя за допомогою сил електростатичного зображення.

$$\langle p_{s3} \rangle = \sqrt{\frac{2}{3}} K^{3/2} \frac{n_p p_0^{7/6}}{T^{2/3} \ell_0^{6/5} \sqrt{m_p}} \left[\frac{p_0 + 7,7eL^2\sqrt{\gamma(\xi-1)}}{1+\frac{n_p p_0^2}{3\varepsilon_0 kT}}\right]^{7/6} \quad (18)$$

У рамках моделі взаємодії молекулярних диполів із флуктуаційними дислокаційними моментами фізичний механізм протизношувальної дії мастил і присадок полягає в адсорбції молекул мастила поверхнею вузла тертя та блокуванні молекулами мастила ядер

дислокацій, що призводить до зменшення електричних полів, які вони створюють, щонайменше до квадрупольного наближення і зменшення взаємодії між поверхнями тертя. На підставі аналізу даних, наведених у [6] і [7], можна одержати такий вираз для середньої величини вироблення ентропії, зумовленої взаємодією молекулярних диполів з дислокаціями, в об'ємі поверхневого шару тертя:

Визначимо тепер повне виробництво ентропії в поверхневому шарі тертя, що містить у собі деформований шар і шар адсорбованих речовин, підсумовуючи доданки p_{s1} , $\langle p_{s2} \rangle$, $\langle p_{s3} \rangle$, що визначаються рівняннями (8), (14) і (18), та з огляду на малу вагу доданка p_{s1} за великих значень γ

$$p_s = 2\pi\varsigma \frac{\omega^4 u_R n_s}{T} \exp\left\{ -\frac{2d_0 \gamma \Delta_0 C_\tau C_t}{\left[\left(\frac{\omega_0^2 - \omega^2}{\omega}\right)^2 + d_0^2\right]} \right\} \frac{d\sigma_\tau}{dz} + \frac{n_p}{T^{2/3}\sqrt{m_p}} \left[\frac{p_0 + 7,7eL^2\sqrt{\gamma(\xi - 1)}}{1 + \frac{n_p p_0^2}{3\varepsilon_0 kT}} \right]^{7/6} \quad (19)$$

У роботі [8] показано, що виробництво ентропії p_s пов'язане з питомою силою тертя σ_{fr} співвідношенням

$$p_s = \frac{\sigma_{fr} u}{hT} \quad (20)$$

де u – відносна швидкість переміщення поверхонь трибосполучення; h – товщина поверхневого шару тертя.

Хоча між силою тертя та інтенсивністю зношування немає однозначної залежності, у роботі [9] між ними встановлено кореляційний зв'язок, використовуючи який, з урахуванням рівняння (20), можна отримати таке рівняння для інтенсивності зношування:

$$I = n_s R_\delta \sqrt{\Delta A_\tau} \left[I + \left[2\pi\varsigma \frac{\omega^4 C_1 n_s}{T} \exp\left\{ -\frac{2d_0 \gamma \Delta_0 C_\tau C_t}{\left[\left(\frac{\omega_0^2 - \omega^2}{\omega}\right)^2 + d_0^2\right]\omega} \right\} \frac{d\sigma_\tau}{dz} + \right. \right. \left. \left. + \frac{n_p}{T^{2/3}\sqrt{m_p}} \left[\frac{7,7eL^2\sqrt{\gamma(\xi - 1)}}{1 + \frac{n_p p_0^2}{3\varepsilon kT}} \right]^{7/6} \right] \frac{2\pi h}{\langle \sigma_\tau \rangle \Lambda \omega} - \frac{\sigma_R}{\langle \sigma_\tau \rangle} \right], \quad (21)$$

де n_s – поверхнева щільність плям контакту; R_δ – середнє відхилення профілю; ΔA_r – площа одиничного контакту; σ_R – реальна

межа міцності; $\langle\sigma_\tau\rangle$ – середня величина тангенціальних напружень; m_p – маса молекулярного диполя.

Проаналізуємо отримані результати. Насамперед зазначимо, що висновки, отримані на підставі аналізу вищеописаних моделей, мають повне відношення до умов роботи підшипників ковзання, тобто вони відносяться до перехідного між гідродинамічним і граничним режимами тертя, коли товщина змащувального шару досить велика, щоб можна було розглядати рух у ньому молекулярних диполів мастила. Як видно з рівняння (21), інтенсивність зношування найсильніше залежить від поверхневої концентрації неоднорідностей матеріалу, розміри яких перевищують довжину релеєвої хвилі (до них не відносяться дислокації, довжина ліній яких зазвичай менша за довжину хвилі), площі плям контакту та поверхневої щільності дислокацій. Вплив густини дислокацій на інтенсивність зношування проявляється у зменшенні інтенсивності зношування зі зростанням густини дислокацій, оскільки експоненціальне зменшення значно перевершує зростання за законом $\gamma^{7/12}$. Аналогічна залежність спостерігається і в моделі зношування, яка описується рівнянням (18). Фізична причина такого зростання пов'язана, як відомо, зі зміцненням кристала при зростанні щільності дислокацій. Залежність інтенсивності зношування від градієнта тангенціального напруження σ_τ відповідає правилу градієнта І.В. Крагельського [1], відповідно до якого в трибовузлі має дотримуватися умова $\operatorname{grad}\ \sigma_\tau > 0$. Ця умова випливає з рівняння (16), що входить до структури рівняння (21), як наслідок невід'ємного значення виробництва ентропії. З рівняння (21) випливає зменшення інтенсивності зношування зі зростанням величини дипольного моменту молекул мастильної речовини, яке за своєю природою пов'язане з блокуванням молекулярними диполями флуктуаційних дислокаційних диполів.

Висновки. 1. Виробництво ентропії в умовах фрикційного контакту зумовлене рухом дислокацій (за їхньої порівняно невеликої концентрації порядку $10^{14} - 10^{15}\,м^{-2}$) і загасанням пружних хвиль на дислокаціях, причому другий механізм відіграє істотнішу роль у сталому режимі тертя. З умови невід'ємності виробництва ентропії, зумовленої останнім чинником, випливає необхідність наявності позитивного градієнта тангенціального напруження в шарі тертя, що збігається з відомим «правилом градієнта» І.В. Крагельського.

2. На підставі аналізу залежності виробництва ентропії від матеріальних і триботехнічних параметрів встановлено, що інтенсивність спрацьовування підшипника ковзання за пружного та пружно-пластичного контакту зростає зі збільшенням поверхневої

густини дислокацій γ за малих її значень (порядку $10^{14} - 10^{15}$ м$^{-2}$) та убуває зі зростанням γ в царині великих значень цієї величини.

3. Отримано рівняння для виробництва ентропії в процесі взаємодії молекулярних диполів мастильного матеріалу з диполями, зумовленими флуктуаціями поверхневої густини дислокацій. Показано, що інтенсивність зношування, зумовлена цією складовою виробництва ентропії, зменшується зі зростанням величини дипольного моменту молекул мастильного матеріалу.

Подальші дослідження інтенсивності зношування підшипників ковзання доцільно проводити, визначаючи інші складові виробництва ентропії, що впливають на процеси тертя і зношування підшипників ковзання колінчастого валу автогрейдера ДЗк-250.

Список використаної літератури

1. Крагельський І.В. Вузли тертя машин : довідник / І.В. Крагельський, М.М. Міхін – М.: Машинобудування, 1984. – 280 с.

2. Венцель Є.С. Електропровідність і механічна міцність мастильної плівки трибосполучень / Є.С. Венцель, В.А. Малащенко, О.В. Орел, О.В. Щукін // Вісник ХНАДУ. – 2020. – Вип. 88. – С. 112–115.

3. The equation of the entropy production in a tribounit / Ventsel Ye., Shchukin O., Orel O., Saienko N. // Problems of Tribology. – 2020. – V. 25, No 2/96. – Pp.12-18.

4. Березняков А. Про взаємозв'язок між акустичними процесами та матеріальними характеристиками поверхні трибо–з'єднання // Трибология Letters, 8 (2000). – С. 229 –232

5. Technical research and development : collective monograph / Shchukin O., – etc. – International Science Group. – Boston : Primedia eLaunch, 2021. 616 p.

6. Венцель Є.С. Підвищення якості мастил, палив і трибовузлів машин : монографія / Є.С. Венцель, О.В. Орел, О.В. Щукін. – Х.: ФОП Бровін О.В., 2017. – 264 с.

7. Dependence of Wear Intensity on Parameters of Tribo Units / Ye. Ventsel, O. Orel, O. Shchukin, N. Saienko, A. Kravets' // Tribology in Industry. – 2018. –Vol. 40, № 2. – P. 195–202. – DOI: 10.24874/ti.40.02.03.

8. Березняков О.І. Про вплив полярних молекул мастильного матеріалу на силу тертя // Тертя і знос.–2001. – Т.22, №5. – С.513 – 519.

9. Березняков О.І. Про кореляцію між інтенсивністю зношування та силою тертя // Тертя і знос. –2001. – Т.22, №6. – С.619 – 624.

ON THE INTERRELATION OF SLIDING BEARING WEAR INTENSITY WITH MATERIAL CHARACTERISTICS OF FRICTION AND LUBRICATION SURFACES OF HEAVILY LOADED MECHANISMS OF CONSTRUCTION MACHINES

Shchukin[1] O. V., Orel[1] O. V., Ziborov[2] K. A., Shulyak[3] M. L.
[1]Kharkiv National Automobile and Highway University
[2]Dnipro University of Technology
[3]Sumy National Agrarian University

Abstract. *Based on the analysis of the dependence of entropy production on material and tribotechnical parameters, it is established that the wear rate of a sliding bearing in elastic and elastoplastic contact increases with the increase of the surface density of dislocations at low values and decreases with the increase in the region of large values of this value. The equation for the production of entropy in the process of interaction of molecular dipoles of the lubricant with dipoles caused by fluctuations in the surface density of dislocations is obtained. It is shown that the wear intensity caused by this component of entropy production decreases with an increase in the dipole moment of lubricant molecules.*

Based on the analysis of the dependence of entropy production on material parameters, it is established that the intensity of bearing wear increases with the growth of the surface of dislocation density. An expression for entropy production in the case of fluctuations in the dislocation density surface is obtained.

It is shown that the wear intensity of the crankshaft sliding bearing of the motor grader DZk-250 in elastic-plastic contact increases with the increase of the surface density of dislocations at low values and decreases with an increase in the range of large values. The equation for the formation of entropy in the process of interaction of molecular dipoles of the lubricant with dipoles caused by fluctuations in the surface density of dislocations is obtained.

Keywords: *motor oil, contact, sliding bearing, entropy, wear intensity, dislocation.*

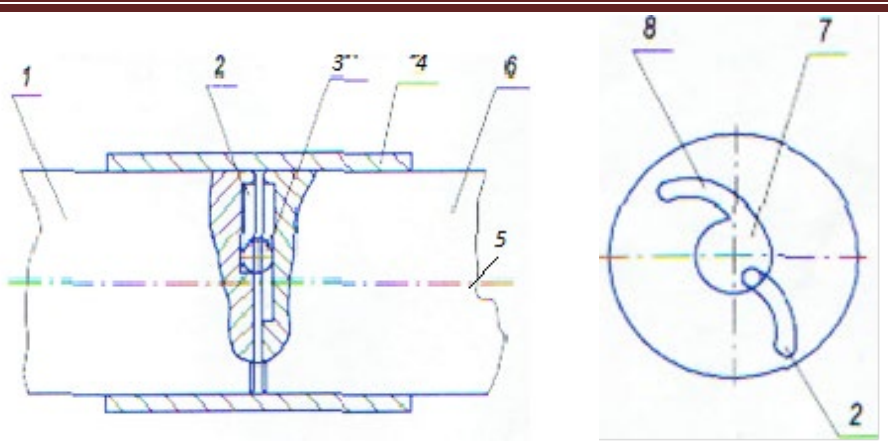
УДК 621.825 (075.8)
DOI: 10.15276/pidtt.2.70.2025.04
[1]Малащенко В. О., [2]Семенюк В. Ф., [3]Борис А. О. [4]Лисяк Б. Р.
[1] Національний університет „Львівська політехніка”
[2] Національний університет „Одеська політехніка”
[3] Національний університет „Львівська політехніка”
[4] Дрогобицька машинобудівельна компанія

ПОКРАЩЕННЯ РОБОТИ ОБГІННОЇ МУФТИ ВЕЛОСИПЕДІВ

Анотація. *Беручі до уваги різке збільшення автомобільного транспорту в країні, начасі все гостріше стає питання розробки велотранспорту. Тому є потреба в покращенні їхніх експлуатаційних характеристик. Ця обставина сприяла появі нового напрямку вдосконалення механічних приводів велосипедів, що можуть передавать обертальний момент не за рахунок сили тертя, а зачепленням кульок з робочими поверхнями спеціальних пазів ведучої та веденої півмуфт, що повністю виключає проковзування контактуючих поверхонь та збільшує термін роботи робочого механізму. На основі результатів дослідження та процесів розробки нових кулькових обгінних муфт для багатошвідкісної задньої втулки велосипеду знайдено можливості уточненя деяких важливих положень, що дозволило розробити більш економічні механічні частини приводів. Тут описується проведений аналіз основних експлуатаційних параметрів, виготовлення технічного проекту і муфти в металі, установки її на серійний велосипед та визначається роботоздатність нової муфти в реальних більш критичних умовах навантаження. Це і є основною метою даної статті.*

Ключеві слова: *траспортні засоби, кулькові обгінні муфти, обгінні муфти, задні втулки велосипедів.*

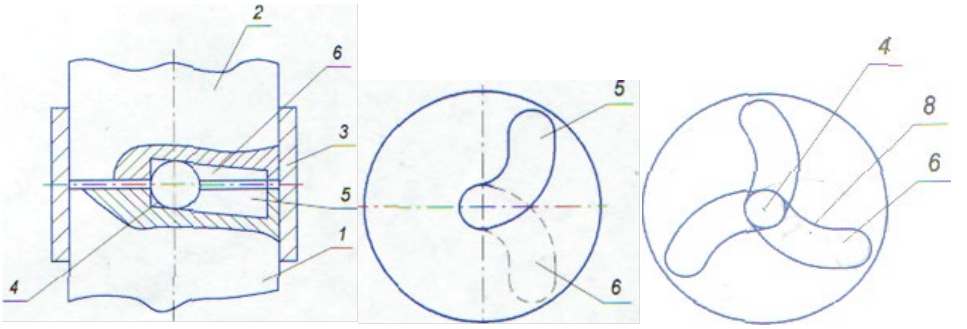
Огляд існуючих джерел. Декілька робочих конструкцій кулькових обгінних муфт базуються на розроблених принципах зачеплення однієї чи більше кульок, що знаходяться в пазах різних конфігурацій та положень. Для більшого розуміння принципу функціонування цих пристроїв наведено простійші робочі їхні схеми (рис. 1-3 та інших).



а *б*

Рис.1. Найпростіша принципова схема кулькової муфти

Відповідні заглиблення на торцях валів 1 і 6 (рис. 1) для розміщення кульки 3 мають різні форми 2, 7 і 8. Кінці валів мають бути співвісні (поз. 5) та розміщені в загальній циліндричній втулці 4.

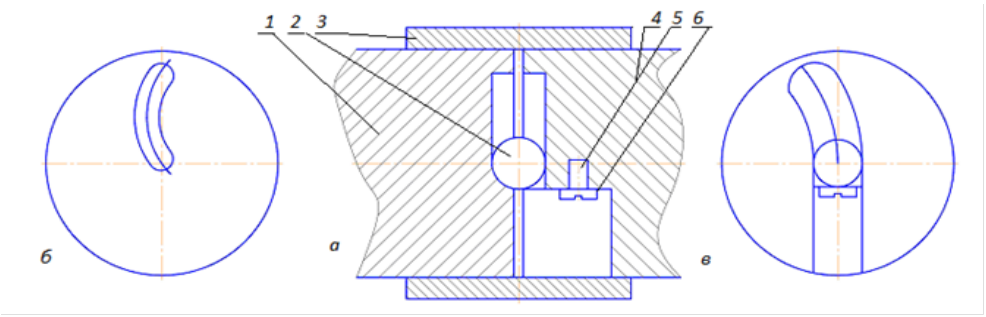


а *б* *в*

Рис.2. Муфта для з'єднання вертикально розміщених кінців валі

Для з'єднання вертикально розміщених кінців валів запропановано муфту таку, що показано на рис. 2. Для покращення надійності процесу їх з'єднання пропанується дві можливості, які залежать від технологічних можливостей певного виробніцтва. Для цього випадку можна виготовляти похилі пази на торцях валів для руху кульки, або на торці веднного вала нарізувати три і більше пазів. На рис. 3 наведено ще одну можливість з'єднання співвісних кінців валів. Тут для надійнішого їх з'єднання застосовано пружний елемент 6, що закріплюється гвинтом 5 до кінця веденого вала 4. Цей пружний елемент тісне на кульку 2 і сприяє вкочуванню її до пазу веденого вала 1. Для покращення центрування кінці валів подібно до попередніх муфт знаходяться у загальній втулці 3.

ISSN 2311-0368 (Print)
ISSN 2409-1049 (Online)



в *а* *б*

Рис.3. Кулькова обгінна муфти з пружним елементом

На основі наведених загальних принципів з'єднань півмуфт (рис. 1-3) та інших конструкцій муфт, що створені на кафедрі на рівні патентів, запропоновано і практично досліджено на серійному велосипеді муфту (рис.5). Принцип роботи цієї муфти пояснюється за допомогою розрахункової простішої схеми, що наведеної на рис. 4 (де – *а* є її загальний осевий розріз, а справа - *б* вигляд торця веденої півмуфти в робочому стані такому, коли кульки всі рівномірно навантажені).

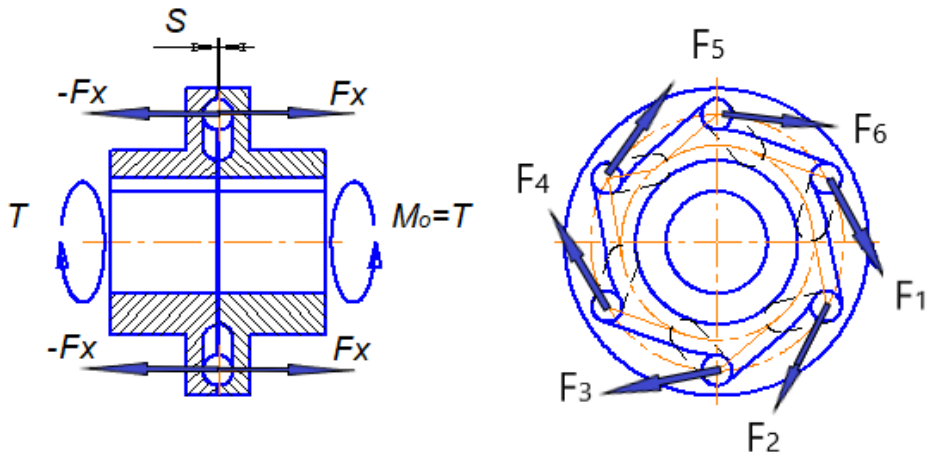


Рис. 4. Базова розрахункова схема кулькової обгінної муфти

Розрахункова схема муфти (рис. 4) дещо спрощена і наведена з такою метою, щоб пояснити та уточнити силову взаємодії між робочими поверхнями півмуфт та з'єднувальними кільками. Тепер легко із схеми видно деякі конструктивні особливості таких пристроїв. Тут на торці ведучої півмуфти виконано пази зі зміщенням від осі обертання муфти до периферії її фланця, а на торці веденої півмуфти (рис 4,б) виконано кільцевий паз та дотичні до нього пази, довжини яких погоджено з діаметрами кульок. В пазах півмуфт розміщено кульки, кількість яких відповідає кількості дотичних пазів. Під час передавання навантаження

кульки відцентровими силами переміщуються до периферійних ділянок тангенціальних пазів веденої півмуфти та тиснуть на їхні бокові поверхні силами F_1-F_6 і примушують муфту обертатися як одне ціле (рис. 4,*а*).

Тобто коли кульки в положенні *б*, тоді обертальний момент вони передають не за рахунок сил тертя між барабаном і зіркою, а внаслідок зачеплення кульок з робочими поверхнями пазів півмуфт. Тобто у випадку, коли ведуча півмуфта обертається за годинниковою стрілкою (див. рис. 4) кульки під дією власної ваги та відцентрової сили рухаються від центра обертання муфти до периферії і закочуються у дотичні пази веденої півмуфти. На основі наведеної муфти (рис. 4) розроблено зразок задньої втулки три швидкісного велосипеду, простіша конструкція якої наведена на рис.5. Розроблену конструкцію можна застосовувати і для інших велосипедів. Для цього достатньо погодити кількість зірок 2 (рис. 5) із потрібним числом швидкостей руху (числом переключень).

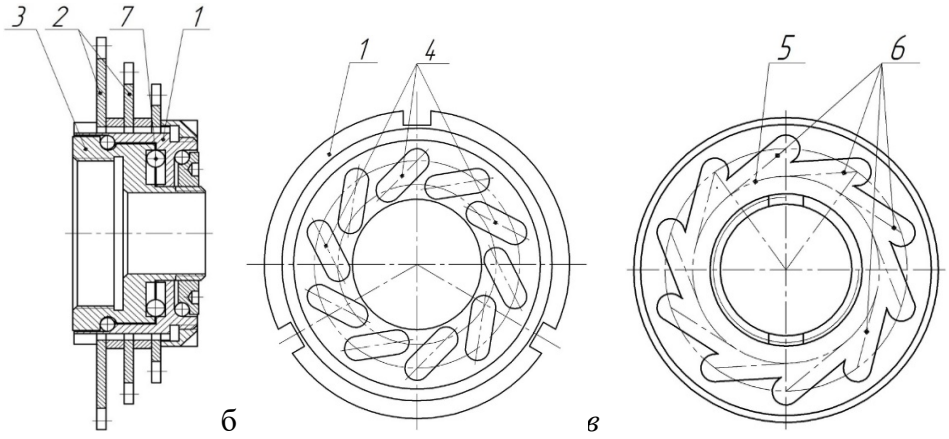


Рис. 5. Тришвидкізна кулькова обгінна муфта велосипеда: *а* – розріз загального вигляду муфти; *б* – вигляд з торця ведучої півмуфти; *в* – вигляд з торця веденої півмуфти

Наведена на рис. 5 муфта виготовлена в металі та досліджена її роботаздатність при різних практичних навантажувальних режимах. Подібно до заданого робочого режиму експлуатації одна із зірочок 2 (рис. 5,*а*) знаходиться в зачепленні з ланцюговою передачею. У разі руху корпусу 1 за годинниковою стрілкою, кульки 7 рухаються в пазах 4 до периферії та швидко потрапляють у дотичні пази 6 втулки 3 і заклинюються між пазами 4 та 6. Тоді втулка 3 починає обертатись разом з корпусом 1 і передавати обертальний момент. У випадку зміни напрямку обертання зірочок 2, а також коли кутова швидкість втулки 3 буде більшою за кутову швидкість корпуса 1, тоді кульки 7 виштовхуються з периферійного положення боковими поверхнями пазів 4 та 6 у кільцевий паз 5 втулки 3. Далі кульки 7 рухаючись тільки

ISSN 2311-0368 (Print)
ISSN 2409-1049 (Online)

по кільцевому пазу 5 і розмикають кінематичний зв'язок між корпусом 1 та втулкою 3 і муфта переходить до режиму холостого ходу. Деякі муфти подібного типу з певними конструктивними особливостями можна знайти в роботах [1-6] та наших інших, що наведених у списку літератури [7-16].

Мета дослідження – проведення аналітичного аналізу основних кінематично-силових параметрів приводів велосипедів з метою покращення їхніх експлоатаційних показників.

Виклад основного матеріалу. Для встановлення процесів руху кульок по торцьових пазах півмуфт розроблено та використано простійші розрахункові схеми, одну із яких наведено на рис. 6, а іншу – на рис. 7.

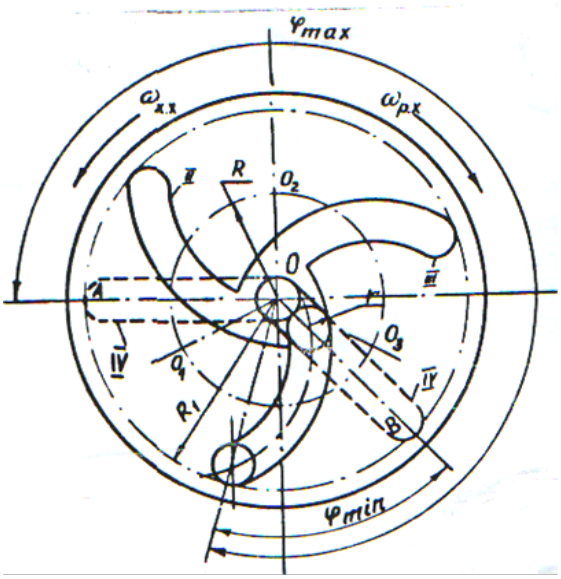


Рис. 6. Схема можливих крайніх співісних розташувань пазів ведучої і веденої півмуфти у кульковій муфті вільного ходу

Для крайніх положень (рис.6) значення величин основних кутів:

$\varphi_{\min} = \pi / z$, а $\varphi_{\max} = \pi\left(\frac{5}{4} + \frac{1}{z}\right)$, де z - довільне число пазів веденої ланки муфти; 1 – кількість пазів веденої ланки муфти, що знаходяться в ніжньому положенні. Із рис. 6 видно, що мінімальний час вмикання даної муфти відповідає першому випадку (I), а максимальний час включення відповідає випадку – (II). Для розгляду загального закону руху кульки використовується рис. 7.

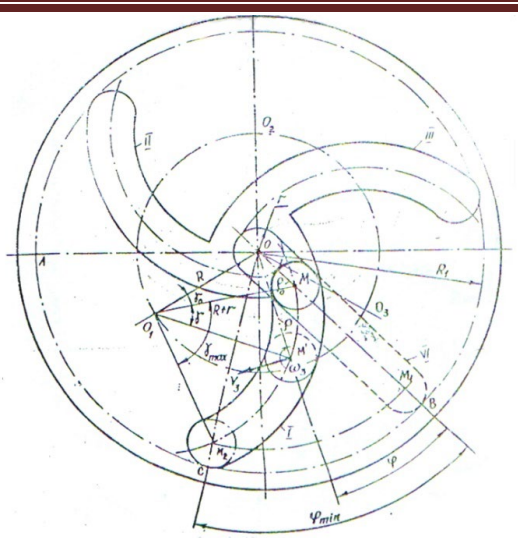


Рис. 7. Схема руху кульки по пазу веденої півмуфти

Із рис.7 видно початок вкочування кульки в паз веденої півмуфти та її рух до переферії криволінійного паза. Аналогічно можна аналізувати розрахункові схеми для будь-якої кількості пазів на торцях веденої та ведучої ланок муфт такого класу. Для визначення шуканих величин вибрано точку O_1. Тоді із трикутника O_1OM (рис. 7) маємо залежності:

$$tg\gamma_0 = \frac{OM}{OO_1}; \qquad tg\gamma_0 = \frac{\sqrt{2Rr + r^2}}{R}, \qquad \gamma_0 = arktg\frac{\sqrt{2Rr + r^2}}{R}.$$

$$OM = \sqrt{2Rr + r^2}; \quad OO_1 = R. \qquad (1)$$

Кут γ_0 дає уяву про величину початкового зміщення кульки по відношенню до осі обертання муфти, тому важливим є проведення кількісного його аналізу. Таки дослідження проведено для більш уживлених параметрів муфт. Отримані результати як приклад наведено нижче в табл. 1.

Таблиця 1. Параметри зміни кута γ_0 для r = 2 мм.

R	мм	2	4	9	16	25	36	64
$\frac{\sqrt{2rR + r^2}}{R}$	—	1,73	1,12	0,70	0,51	0,41	0,34	0,25
γ_0	град.	59,97	48,24	34,99	27,02	22,15	18,67	14,14

ISSN 2311-0368 (Print)
ISSN 2409-1049 (Online)

Із рис. 7 видно, що фактичне значення кута γ буде змінюватись у межах:

$$\gamma_0 \le \gamma \le \gamma_0 + \gamma_{\max}, \tag{2}$$

Значення кута $\gamma_{\max}$ визначається із рівності довжин відповідних дуг (рис. 7):

$$M_1M_2 = MM_2; \qquad M_1M_2 = (R_1 - r)\varphi_{\min}; \qquad \gamma_{\max} = \frac{R+r}{R_1 - r}\varphi_{\min.} \tag{3}$$

Остаточно залежність кута γ від кута повороту ведучої ланки φ можна записати у вигляді

$$\gamma = \frac{R+r}{R_1 - r}\varphi. \tag{4}$$

Радіус - вектор $\rho,$ що характеризує відстань від центра обертання O до з'єднуючого елемента $M^{/},$ буде змінюватись від $\rho_0 = 2r$ до $\rho_{i.}$.

Тоді за теоремою косинусів із $\Delta O_1OM^{/}$ маємо наступну залежність

$$\begin{aligned}\rho_i &= R^2 + \left(R+r\right)^2 - 2R\left(R+r\right)\cos\left(\gamma_0 + \gamma\right). \\ &= r^2 + 2(R^2 + Rr)\left[1 - \cos(\gamma_0 + \gamma\right].\end{aligned} \tag{5}$$

Результати проведених досліджень (формули - 1-5) є сутевим підгрунттям для визначення основних кінематичних параметрів: швидкості, прискорення, часу вмикання подібного приводу з кульковими муфтами радиальної дії. Вони також зв'язують радіуси кривизни пазів і кульок з кутами повороту ведучої ланки, що значно впливають на ці показники функціонування. Особливо для обгінних муфт час їх включення в роботу має визначальне значення. Час вмикання нової кулькової обгінної муфти описується так $t_{вк.\min} \le t_{вмик} \le t_{вк.\max}$,

де параметри визначаються за виразами (6) та (7):

$$t_{вк.min} = \frac{M_1M_2}{\varpi_i} = \frac{\pi\varphi_{\max}\left(R+r\right)}{180\varpi_i}, \tag{6 }$$

$$t_{вк.\max} = \frac{AM_2}{\varpi_i} = \frac{\pi\varphi_{\max}\left(R+r\right)}{180\varpi_i}. \quad (7)$$

Для усталеного режиму руху ведучого ланцюга час вмикання муфти знайдемо з припущення, що кутова швидкість вмикання рівна кутовій швидкості цього привода за наступним виразом

$$T_{вим} = \frac{M_1M_2}{\varpi_{уст}R} = \frac{\pi\varpi_{\min}(R+r)}{180\varpi_{уст}R}. \quad (8)$$

Для запропонованої муфти задньої втулки велосипеда, як і для будь-якої іншої, за одержаними залежностями можна провести кількісний аналіз.

За наведеними залежностями для муфти (рис.5) проведено кількісний аналіз за наступними параметрами: $\varphi_{\min} = \frac{360^0}{10} = 36^0$ (10)

– кількість пазів у півмуфтах); $\varpi_{уст} = \frac{V}{R} = \frac{2,7\bullet10^3}{13,5} = 200\frac{рад}{с}$

(прийнята середня швидкість руху $V = 10^{км}/_{год}$, або 2,7 *м/с* радіус кола центрів кульок R= 13,5 мм.

Для наведених даних залежність часу вмикання муфти від геометричних розмірів кульк і пазів характеризуються величинами, що наведені в табл.2.

Таблиця 2. Залежність часу вмикання муфти від геометрічних параметрів

R	мм	2	4	6	8	10
$\frac{R+r}{R}$	-	2,00	1,50	1,30	1.25	1,20
$T_{вк}$	с	3,14x10^{-3}	4,71x10^{-3}	4,08x10^{-3}	3,92x10^{-3}	3,77x10^{-3}

Примітка. Час вмикання муфти для меншої кульки r = 2 мм дорівнює

$$\frac{\pi\varphi_{\min}}{180\omega_{уст}} = \frac{3,14x36}{180x200} = 3,14x10^{-3}. \quad (9)$$

(секунд).

Висновки

Результати з досліджень часу включення кулькової обгінної муфти переконливо підтверджують її роботоздатність тому, що вона зі

збільшенням кількості пазів має майже миттеве включення і виключення.

Одначе теоретично в статті доведено також, що кулькови обгінні муфти радіальної дії мають і незначні недолики під час включення їх до робочого стану з причини нерівномірного вкокування всіх робочих кульок до кінців своїх пазів.

Вияснені причини, що перешкоджають широкому застосуванню муфт радіальної дії, що спонукає проведення подальших удосконалень її експлуатаційних показників та розробку нового типу цього обладнання.

Список використаних джерел

1. ДСТУ 2278 – 93. Муфти механічні. Терміни на визначення.

2. Гащук П.М., Малащенко В.В. Обґрунтування основних параметрів кулькових муфт вільного ходу// Підйомно-транспортна техніка. – 2005. – № 4. – С. 34–39.

3. Гащук П.М., Малащенко В.В., Сахро Г.Г. Вплив геометричних параметрів на час вмикання кулькових обгінних муфт стартерів транспортних засобів// Підйомно-транспортна техніка. – 2006. – № 2 (18). – С. 6 – 11.

4. Кравець І.Є., Малащенко В.В., Сороківський О.І. Силова взаємодія між елементами кулькових муфт вільного ходу// Оптимізація виробничих процесів і технічний контроль у машинобудуванні і приладобудуванні: Вісник НУ «Львівська політехніка». – 2003, № 480. – С.73 - 76.

5. Малащенко В.О., Гащук П.М., Сороківський О.І., Малащенко В.В. Монографія. Кулькові механізми вільного ходу. – Львів: Новий Світ – 2000, 2012. – 212 с.

6. Малащенко В.О. Муфти приводів. Конструкції та приклади розрахунків. – Львів. НУ ЛП, 2006. – 196 с. і 2009. – 216с. (2-е видання).

7. Малащенко В.О., Стрілець В.Н., Стрілець О.Р., Федорук В.А. Нові муфти механічних приводів машин. – Рівне. НУВГП, 2019. -190 с.

8. Malascenko V. Sorokivskij O. The selektion of Parametrs of a Coaster Ball Clutch and Rekommendation for its Construktion. Transaktions of the Universies of Kosise. - 2002. - № 2. – С. 1 – 6.

9. Малащенко В.О., Сороківський О.І. Навантаження напівмуфт кулькової муфти вільного ходу зосередженою осьовою силою / Машинознавство. – 2002. - № 5. – С. 46 – 48.

10. Малащенко В.О., Кравець І.Є., Сороківський О.І. Силова взаємодія між елементами кулькових муфт вільного ходу / Вісник НУ „ Львівська політехніка" – 2003. - № 480. – С. 73 – 76.

11. Обгінна муфта. Патент України № 56483 А. Бюл. № 5, 2003 / В.О. Малащенко, Г. П. Куновський, І.Є. Кравець, О.І. Сороківський.

12. Борис А.О. Патент України № 126111. "Обгінно-запобіжна муфта". Держ. реєстр від 11.06.2018.

13. Обгінна муфта. Патент України: № 53354 А. Бюл. № 1 і № 56483 А. Бюл. № 5, 2003 / В.О. Малащенко, Г.П. Куновський, І.Є. Кравець, О.І. Сороківський.

14. Protsenko, V.; Malashchenko, V.; Kłysz, S.; Nastasenko, V.; Babiy, M.V.; Avramenko, O. Load capacity and design parameters of ball-type safety-overrunning clutch with inclined grooves sides. Diagnostyka 2022, 23, 2022403.

15. Малащенко В.О., Сороківський О.І., Гомішин Я. Vol'nobežnā gul'ôčkovā spojka. Strojāstvo Strojirentvi. – 2001. – №42. – С. 56–57.

16. Malaščenko V. Sorokivskij O. The selection of Parameters of a Coaster Ball Clutch and Recommendation for its Construction. Transactions of the Universities of Košice. – 2002. –№2. – С. 1–6.

IMPROVEMENT OF THE OPERATION OF THE BICYCLE OVERRIDE COUPLING

[1]Malashchenko V. O., [2]Semenyuk V. F., [3]Boris A. O. [4]Lysiak B. R.
[1]National University "Lviv Polytechnic"
[2]National University "Odesa Polytechnic"
[31]National University "Lviv Polytechnic"
[4]Drohobych Machine-Building Company

Abstract. *Taking into account the sharp increase in motor transport in the country, the issue of developing bicycle transport is becoming increasingly acute. Therefore, there is a need to improve their operational characteristics. This circumstance contributed to the emergence of a new direction in improving mechanical drives of bicycles that can transmit torque not due to friction, but by engaging balls with the working surfaces of special grooves of the driving and driven half-couplings, which completely eliminates slipping of the contacting surfaces and increases the service life of the working mechanism. Based on the results of the research and development processes of new ball overrunning clutches for multi-speed rear hubs of bicycles, opportunities for clarification of some important provisions have been found, which has allowed the development of more economical mechanical parts of the drives. This describes the analysis of the main operational parameters, the manufacture of a technical design and a clutch in metal, its installation on a serial bicycle, and the operability of the new clutch in real, more critical load conditions is determined. This is the main purpose of this article.*

Keywords: *vehicles, ball overrunning clutches, overrunning clutches, rear hubs of bicycles*.

UDK 621.873
DOI: 10.15276/pidtt.2.70.2025.05
Strelbitskyi V.
Odesa National Maritime University

EXPERIMENTAL STUDY OF WEAR OF GEARS OF THE PORTAL CRANE MOVEMENT MECHANISM

Abstract. *Portal cranes play a crucial role in transshipment activities within maritime and riverine environments. As an essential component of the operational chain, the efficiency of port operations is closely tied to their dependable and uninterrupted functioning. Currently, over 88% of cranes in Ukraine's sea and river ports have surpassed their intended service life yet remain in use. The prolonged and intensive operational demands on these metal structures can result in fatigue-related defects, leading to component failures and potential accidents. Thus, prioritizing safe and efficient operations is critical when designing, modernizing, and managing cranes. A review of studies on the reliability of complex technical systems shows that the wear of gears of portal cranes, which have been operated in seaports for more than 35 years, has not been studied enough. The purpose of this study is to analyze the wear of the gears of the movement mechanism of portalcranes operating after their service life. 5 identical gantry cranes were selected for the research. The greatest wear of the working surfaces was recorded on the legs of the teeth, that is in places of maximum sliding, which completely coincides with the work of other researchers. The examination of the findings reveals that as the process continues, the level of wear escalates, nearing its upper limit. This data suggests that wear is affected not only by time elapsed, but also significantly by the operational stresses exerted on the material.*

Keywords: *Port handling machines, portal crane, mechanical wear, gears, experimental testing.*

Introduction. Portal cranes are widely used to perform basic operations in loading and unloading and warehousing operations in open areas in sea and river ports. Their reliable operation is crucial for ensuring the normal technological process at the enterprise [1-6].

The financing situation in Ukraine has led to the fact that ports operate cranes manufactured in the 70s and 80s of the last century, according to the regulatory documents of that time, which have certain design flaws [4,6].. Since their simultaneous replacement would require significant capital that the company could not afford, it is not expected to see any radical changes in the near future.

According to the Law of Ukraine ‘On High Risk Facilities’, cranes are classified as high-risk facilities, so they require increased attention during operation.

As an illustration, in the case of portal cranes, the weight of the lifting crane mechanism components that incorporate gears typically accounts for approximately 15-20% of the overall weight.

Gear systems are fundamental to construction machinery and cranes, allowing for the fluid and effective transfer of energy and movement among various parts.

In order to avoid emergencies, it is necessary to constantly monitor the technical condition and assess the residual life of the crane [1-5].

Setting the problem.

As you know, intensive and overtime operation of port equipment leads to the formation of fatigue defects and subsequent failure of nodes and accidents [2-6].

Research indicates that the movable joints in machinery undergo geometric alterations to their rubbing surfaces as they experience wear.

Over extended periods of wear, these surfaces achieve a stable configuration characterized by a consistent pattern of contact parameters. This implies that the wear process eventually reaches an equilibrium state where the shape and distribution of forces within the joint remain constant [7].

Gear performance is influenced by both external and internal factors. The interplay of these factors can result in various forms of gear damage. Although a gear train maintains a consistent gear ratio during operation, these influencing factors are subject to fluctuation, which can lead to the prominence of specific types of wear or damage.

It should be noted, however these models are simplified and do not take into account the complex interactions between the materials, surface roughness, lubrication, and other factors that can affect wear [8-10].

At the same time, it is known that as wear of the tooth profile exceeds the permissible error, the profile becomes different from the original involute profile. This leads to changes in the load and kinematic parameters of the contact, which in turn changes the wear characteristics and the shape of the tooth profiles [1-5].

As a result, it is important to consider the limitations of these models and use them with caution when making engineering calculations. It may be necessary to conduct experimental testing or use more advanced numerical simulations to accurately determine the wear characteristics of rubbing materials in specific applications.

Additionally, ongoing research and development in the field of tribology aim to improve the accuracy of wear predictions and develop more comprehensive models that take into account a wider range of factors. By continually refining our understanding of wear mechanisms and developing

ISSN 2311-0368 (Print)
ISSN 2409-1049 (Online)

more sophisticated analytical tools, engineers can optimize the performance and durability of rubbing materials in various applications.

The failure of a single tooth does not result in the gearbox seizing, thanks to the overlap in the transmission. However, it can induce extra dynamic stresses, which may expedite the deterioration of the drive. At present, the only reliable method to detect these faults involves disassembling the drive and performing a thorough visual examination and measurement of its gears.

The complexity of repairs is compounded by the significant complexity of replacing drives and gears due to wear. The variety of design schemes also complicates repairs.5 identical gantry cranes were selected for the research.

The mechanisms were examined for 3 years.

The studied samples were made of 40X steel.

Visual inspection of all crane structures took place over two years work, every 6 months, after diagnostics of gearboxes by the method of vibration diagnostics.

Defection of gears by measuring the length of the chord at the top of the tooth

The revealed defects of the gear pairs are shown in Fig.1 and Fig.2.

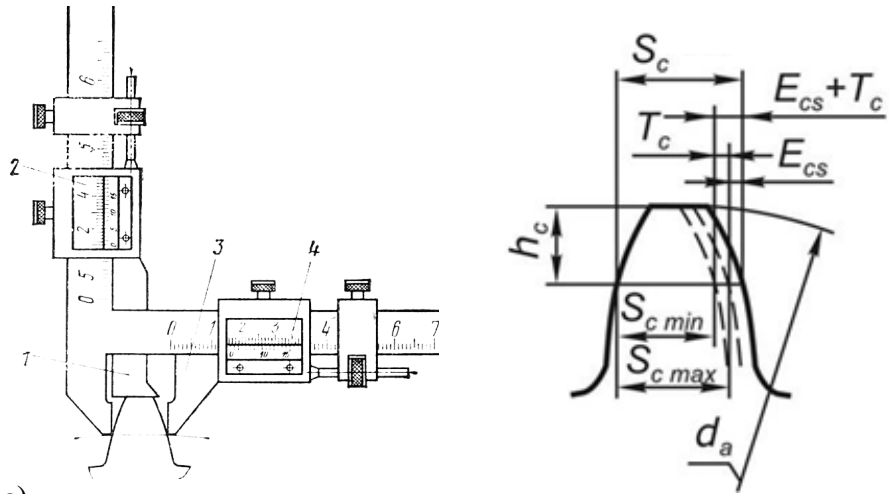
a) b)

Fig.1. Defects of the gear pairs: wear (a) and teeth spalling (b)

The thickness S was assessed using a vernier gear tooth caliper (Fig. 2) equipped with two scales, labeled 1 and 2, along with verniers. Scale 2 is employed to determine the tooth's thickness along its chord, while scale 1 is utilized to calculate the radial distance from this chord to the circumference at the tips of the teeth.

A specialized involute gear measuring device was employed to assess the discrepancies between the real tooth shape and the ideal involute shape.

The initial values of wheel wear were obtained from the gantry crane inspection logs from the results of previous inspections and their corresponding measurements. It should be noted that the wear of the wheels of cranes differed slightly.



a) b)

Fig.2 Gear measurement scheme (a) and

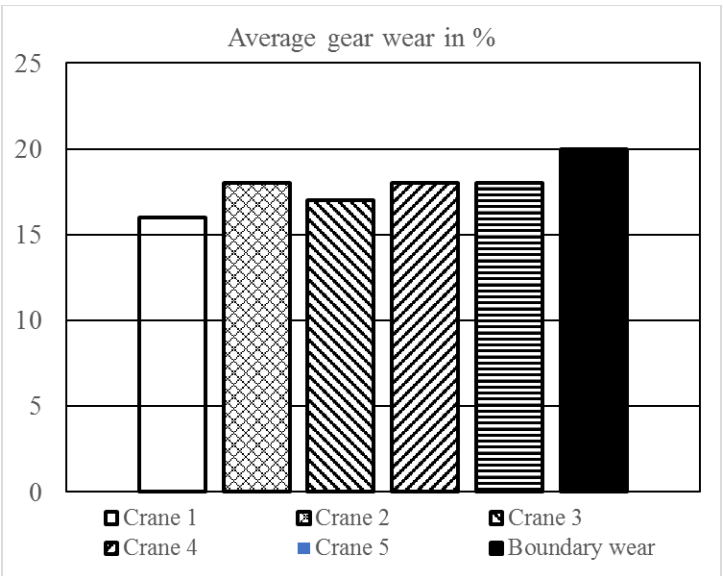


Fig.3 Crane-dependent tooth wear distribution and boundary wear

Tooth thickness was measured by a constant chord. After that, we determined the maximum value of gear tooth wear by thickness as the difference between the actual and the tooth thickness specified by the manufacturer. The results are shown in Fig.4.

The analysis showed that in all toothy Gears of mechanisms, the following types of defects are observed: wear and discoloration of the teeth, cracks near the tooth leg, breakage and crumpling of the teeth (Fig.1 and Fig.3).

ISSN 2311-0368 (Print)
ISSN 2409-1049 (Online)

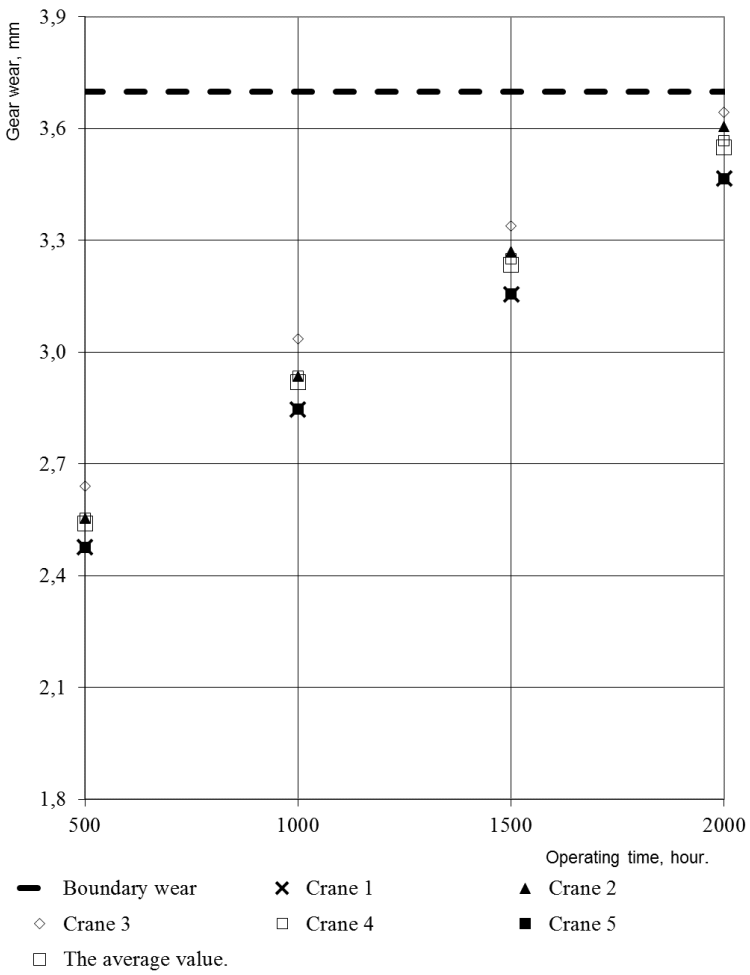


Fig.4 - The dependence of the wear of the teeth of the gears on the time of operation of the crane

Wear occurs both on the gear and on the wheel, which leads to a decrease in the thickness of the teeth.

Analysis of the obtained data showed that:

1) the lubrication level in gearboxes is below normal;
2) on individual teeth suffered small depressions;
3) reducing the thickness of the tooth head (on one of the gearboxes);
4) the appearance of single shallow paint shells;
5) uneven tooth wear;
6) isolated cases of initial dental jamming;
7) uneven location of contact spots;
8) the greatest wear was found on the legs of the teeth

During the investigation, the displacement of the contact spots was established, which is caused by the displacement of the shafts during assembly and wear of the bearings.

Spot painting and single shells did not serve as a basis for the rejection of wheels with hardened surfaces.

The extent of the defect can be assessed by observing the relative rotational angles of the drive gear compared to the follower, while the position of the defect can be determined by the frequency of its recurrence and its relation to the complete rotation step of a wheel situated at a specific point in the kinematic transmission system. Understanding the type of defect that a broken tooth may indicate is crucial, as the gear system is defined by an overlap ratio. [11,12]

This means (Fig. 4) that the loads act in a horizontal direction along the moving path or rails along which the crane moves. The influence of tilting forces can lead to additional stresses in the structural elements of the crane, such as columns, booms and rails, which can increase the load on certain areas of the structure and require careful analysis to ensure its strength [11,12].

The examination of Figure 4 reveals that as the work progresses, the level of wear also escalates, nearing its limit values. The data suggests that wear is not only a function of time but also significantly connected to the operational stress imposed on the material. As workload intensifies, it becomes evident that the wear characteristics of the component change, highlighting the importance of understanding these dynamics to predict the lifespan and performance of materials under varying conditions.

Moreover, issues with gear components frequently contribute to the distortion of the load-bearing frameworks in port cranes. This can result in metal fatigue, the development of cracks, and a reduction in the stability of various crane parts [11,12].

Fig. 4 shows that the dependence of tooth wear I on the operating time *t* is approaching a linear one. which can be set as:

$$I = a_1 + a_2 t \qquad (1)$$

where a_1 and a_2 – constant.

It is necessary to select the values a_1 and a_2 that minimize the sum of squared differences for the function to have the smallest value:

$$\Phi(a_1, a_2) = \sum_i \varepsilon_i^2 = \sum_i \left(f(t_i, a_1, a_2, \ldots) - I_i \right)^2 \qquad (2)$$

Based on the theory of the local extremum, it is necessary to find partial derivatives of function (2) according to a_1 анв a_2 equate them to zero and obtain a system of equations:

ISSN 2311-0368 (Print)
ISSN 2409-1049 (Online)

$$\begin{cases} \Phi'_a(a_1,a_2)=\sum_i 2(a_1x_i+a_2-I_i)x_i=2\left(a_1\sum_i t_i^2+a_2\sum_i t_i-\sum_i t_iI_i\right), \\ \Phi'_b(a_1,a_2)=2\left(a_1\sum_i I_i+na_2-\sum_i I_i\right), \end{cases} \quad (3)$$

After the transformations, we obtain a system of two linear equations with two unknowns a_1 and a_2:

$$\begin{cases} a_1n+a_2\sum_{i=1}^{n}t_i=\sum_{i=1}^{n}I_i, \\ a_1\sum_{i=1}^{n}t_i+a_2\sum_{i=1}^{n}t_i^2=\sum_{i=1}^{n}t_iI_i. \end{cases} \quad (4)$$

The results of calculations according to formulas (1) - (4) are summarized in Table 1.

The analysis indicates that high dynamic loads are the primary cause of gear failure, leading to several forms of damage:

Table 1 - Coefficients of gantry crane gear wear equations

Crane	a_1	a_2
1	0,0007	1,91
2	0,0006	1,92
3	0,0007	1,83
4	0,0006	1,89
5	0,0005	1,92

1) continuous high loads can accelerate the wear process, resulting in the gradual loss of material from the gear teeth. This wear can lead to reduced efficiency, increased noise, and eventual failure;

2) pitting of damage is characterized by the formation of small cavities or pits on the surface of the gear teeth. Pitting often occurs due to the cyclic loading and unloading of the gears, which can initiate fatigue cracks. As these cracks propagate, they lead to significant surface degradation;

3) excessive dynamic loads can exceed the material strength of the gear teeth, causing them to fracture. This failure mode is often sudden and catastrophic, leading to a complete breakdown of the gear system;

4) excessive dynamic loads can exceed the material strength of the gear teeth, causing them to fracture. This failure mode is often sudden and catastrophic, leading to a complete breakdown of the gear system.

Wear is often linked to improper installation and typically does not occur when components are assembled correctly, with precise adherence to radial clearance. Wear in the first case is mainly the result of poor installation,

and when assembled correctly (strict adherence to radial clearance), it is usually absent. However, changing the radial clearance may also be a result of wear on the bearing inserts, which can lead to an increase or decrease in the radial clearance (working in interference). If the load on the bearings is transmitted to the sides opposite to the clutch during operation, the radial clearance may increase as the bearings wear out [1-3].

The positioning of contact areas on both operational and non-operational profiles at either the same or opposing edges of the gear teeth during rotation in both directions signifies the misalignment or skewness of the shafts.

The presence of contact spots on both the active and inactive profiles on one or both edges of the teeth during the rotation of the gear pair in both directions respectively indicates misalignment or skew of the shafts [6,10].

The gradual wear due to increased friction depends on several conditions, including the material hardness of the gears, heat treatment, proper lubricant selection, insufficient oil cleanliness, and timeliness of its replacement, transmission overload [6,10].

The initial build-up of different volumetric and structural damages primarily takes place in the outer layers of the teeth. This accumulation leads to significant wear and the emergence of contact fatigue phenomena, which drastically diminishes the overall load-bearing capacity of the entire component.

Conclusions.

An examination of the state of metal frameworks in port handling equipment across Ukraine reveals considerable issues linked to corrosion, mechanical degradation, inadequate maintenance resources, and a lack of updated monitoring techniques. Machines used in port operations in Ukraine that have been service for many years necessitate greater scrutiny to guarantee their dependability and safety.

The proper functioning of gears within a crane's lifting system is crucial for ensuring operational safety.

Changes in radial clearance can also occur due to wear of the bearing shell, leading to variations in both the increase and decrease of radial clearance.

The analysis of the results shows that as the work progresses, the degree of wear increases, approaching the maximum threshold values. This information indicates that wear is not only influenced by the passage of time, but also by the close relationship with the operational stresses to which the material is subjected.

The extent of the defect can be assessed by observing the relative rotational angles of the drive gear compared to the follower, while the position of the defect can be determined by the frequency of its recurrence and its relation to the complete rotation step of a wheel situated at a specific point in

the kinematic transmission system. Understanding the type of defect that a broken tooth may indicate is crucial, as the gear system is defined by an overlap ratio. Studies indicate that the signal patterns resulting from the interplay of backlash, time-dependent gear mesh stiffness, and errors in the involute profile are intricate and significantly influenced by the design and layout of the gear train.

List of used sources

1. Hryhorov, O. V. (2005). Vantazhopidiomni mashyny: navch. posibnyk. Kharkiv: NTU «KhPI»..

2. Yow, P., Rooth, R., Fry, K. (2000). A report of the crane unit of the division of occupational safety and health. California: Division of Occupational Safety and Health California Department of Industrial Relations..

3. Luo Shengnan. (2015) Study on the Safety Assessment Method of Portal Cranes..

4. Pustovyi, V. M., Semenov, P. O., Nemchuk, O. O., Hredil, M. I., Nesterov, O. A., Strelbitskyi, V. V. (2022). Degradation of steels of the reloading equipment operating beyond its designed service life. Materials Science, 57(5), 640-648.

5. Qin, L., Zhang, B., Li, X., & Huang, Z. Q. (2021). The Application Research on Safety performance Evaluation of Portal Crane based on Reliability Evaluation and risk Assessment. In E3S Web of Conferences (Vol. 257, p. 01077). EDP Sciences.

6. Strelbitskyi V. (2024). Diagnosis of the technical condition of rope blocks of gantry cranes. In The 15th International scientific and practical conference “New knowledge: strategies and technologies for teaching young people”(April 16–19, 2024) Lisbon, Portugal. International Science Group. P. 280..

7. Bondaryev, V. S., Dubinec, O. I., Kolisnik, M. P., Bondaryev, S. V., Gorbatenko, Yu. P., Barabanov, V. Ya. (2009). Pidjomno-transportni mashini: Rozrahunki pidijmalnih i transportuvalnih mashin.734.

8. Yaremenko, V. A., & Strelbickij, V. V. (2022). Eksperimentalne doslidzhennya znosu zubchastih kolis kivshevih elevatoriv portovih zernovih terminaliv. EDITORIAL BOARD, 510

9. Стрельбіцький, В. В. (2021). Перспективи використання квадрокоптерів для діагностування портальних кранів. In Topical issues of practice and science. Abstracts of XXVI International Scientific and Practical Conference. Varna, Bulgaria. Pp. 760-762.

10. Strelbickij, V. V. (2021). Perspektivi vikoristannya kvadrokopteriv dlya diagnostuvannya portalnih kraniv. In Topical issues of practice and science. Abstracts of XXVI International Scientific and Practical Conference. Varna, Bulgaria. Pp. 760-762.

11. Hutchings, I., Shipway, P. (2017). Tribology: friction and wear of engineering materials. Butterworth-heinemann.

12. Patnaik, A., Singh, T., Kukshal, V. (Eds.). (2021). Tribology in materials and manufacturing: wear, friction and lubrication. BoD–Books on Demand.

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ЗНОСУ ЗУБЧАСТИХ КОЛІС МЕХАНІЗМУ ПЕРЕМІЩЕННЯ ПОРТАЛЬНОГО КРАНА

Стрельбіцький В. В.
Одеський національний морський університет

Анотація. *Портальні крани відіграють вирішальну роль у перевантажувальній діяльності в морському та річковому середовищі. Як невід'ємний компонент операційного ланцюга, ефективність портових операцій тісно пов'язана з їх надійним і безперебійним функціонуванням. Наразі понад 88% кранів у морських та річкових портах України відпрацювали свій термін експлуатації, але продовжують використовуватися. Тривалі та інтенсивні експлуатаційні навантаження на ці металоконструкції можуть призвести до виникнення втомних дефектів, що призводять до відмов компонентів і потенційних аварій. Таким чином, пріоритетність безпечної та ефективної експлуатації має вирішальне значення при проектуванні, модернізації та управлінні кранами. Огляд досліджень з надійності складних технічних систем показує, що знос зубчастих передач портальних кранів, які експлуатуються в морських портах понад 35 років, вивчений недостатньо. Метою даної роботи є аналіз зносу зубчастих передач механізму пересування портальних кранів, що експлуатуються після вичерпання терміну служби. Для дослідження було обрано 5 однакових портальних кранів. Найбільший знос робочих поверхонь зафіксовано на лапах зубів, тобто в місцях максимального ковзання, що повністю збігається з роботами інших дослідників. Вивчення отриманих результатів показує, що в міру продовження процесу рівень зносу зростає, наближаючись до своєї верхньої межі.*

Ці дані свідчать про те, що на знос впливає не тільки час, що минув, але й значною мірою експлуатаційні навантаження, що діють на матеріал.

Ключові слова: *Портові перевантажувальні машини, портальний кран, механічне зношування, зубчасті передачі, експериментальні випробування.*

УДК 625.7.08.002.5; 616-07; 62-187
DOI: 10.15276/pidtt.2.70.2025.06
Пімонов І. Г., Пенкіна Н. П., Ярижко О. В., Мощенок В. І., Салій Ю. Л.
Харківський національний автомобільно-дорожній університет

ВПЛИВ ПРОГРІВУ РОБОЧОЇ РІДИНИ НА ПІДВИЩЕННЯ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ПОКАЗНИКІВ ГІДРОПРИВОДІВ МОБІЛЬНИХ МАШИН

Анотація. *В статті розглядається актуальне питання зростання продуктивності машин та забезпечення їх надійності. Перспективним напрямом є підвищення ефективності роботи машин шляхом розробки системи терморегулювання робочої рідини. Проектування сучасних гідроприводів потребує інновацій в конструкціях та місць розташування на машині. Необхідно враховувати існуючий досвід проектування і експлуатації аналогічних спроектованих гідрофікованих машин. Тому в статті встановлюються залежності, що пов'язують час розігріву робочої рідини з основними параметрами гідроприводу за умови забезпечення постійного тиску на вході насоса на всьому протязі розігріву.*

Ключові слова: *гідропривод, час температурної підготовки гідроприводу, забезпечення постійного тиску на вході насоса.*

Постановка проблеми. Гідравлічний привід набув широкого поширення в мобільних машинах дорожнього будівництва, лісового комплексу, сільського господарства та інших галузях виробництва. У гідрофікованих машинах до 100% потужності приводного двигуна споживається гідроприводом. Ефективність роботи гідропривода забезпечується якісними проектуванням, виготовленням та експлуатацією, яка містить у собі необхідний рівень ТО і Р із застосуванням сучасних методів і засобів технічної діагностики; очищення робочої рідини від забруднень, а також раціонального теплового режиму гідроприводу.

Тепловий режим гідропривода впливає на втрати потужності, довговічність його агрегатів і здатність робочої рідини зберігати необхідні параметри. Від температури (в'язкості), що відповідає межі прокачуваності, що визначає можливість зимового пуску гідропривода [1, 2, 3, 4], розігрів робочої рідини проходить етап можливих кавітаційних явищ і досягає значень, які дають змогу тривалої роботи. Дослідженню й оптимізації теплового режиму гідроприводів присвячено багато праць [1, 2, 3, 4, 5, 6], проте вони не знайшли свого розвитку у встановленні раціонального режиму температурної

підготовки робочої рідини на початковому етапі: від температури, яка відповідає межі прокачуваності, до температури, яка дає змогу тривалий час працювати.

Аналіз публікацій. Значення в'язкості, що відповідає межі прокачуваності для аксіально-поршневих насосів, які працюють на мастилі МГЕ-46В, перевищує 2000сСт, що відповідає температурі нижче - 100С (2630К) [3, 4]. Нижче цієї критичної температури настає розрив суцільності потоку, починає порушуватися або припинятися подача робочої рідини, що веде до втрати працездатності гідроприводу [3, 4]. Після критичної температури, ще мають місце великі гідравлічні опори у всмоктувальній гідролінії насоса і в самому насосі [1, 2]. Ці опори створюють недостатнє заповнення робочого об'єму насоса, що спричиняє його кавітацію, супроводжувану пульсацією тиску і шумом.

Пульсація тиску зумовлена гідравлічними ударами, спричиненими порушенням подачі робочої рідини у всмоктувальну порожнину насоса. Амплітуда цих пульсацій може досягти величин, що знижують довговічність насосів або спричиняють їх руйнування [1, 2]. Тому для температурної підготовки гідроприводу до роботи від межі прокачуваності необхідні спеціальні заходи, що випливають із наступного.

Працездатність гідроприводу за низьких температур визначається абсолютним тиском у всмоктувальній камері насоса. Мінімальний тиск на вході в шестеренні насоси із зовнішнім зачепленням $p_в$ = 0,07 МПа, а для насосів із внутрішнім зачепленням і аксіально-поршневих $p_в$ = 0,08 МПа [1, 2].

Згідно з рівнянням Бернуллі, абсолютний тиск у всмоктувальному трубопроводі насоса визначається

$$p = p_0 + \gamma \cdot h - p_{0\text{-}1} = p_0 + \gamma \cdot h - (p_1 + p_2 + p_3) =$$
$$= p_0 \pm \gamma \cdot h - \frac{\rho \cdot u^2}{2 \cdot g} \cdot \left(1 + \zeta_1 \cdot b + \zeta_2 \cdot b\right) - \frac{75 \cdot L \cdot \nu}{2 \cdot d^2 \cdot u} \cdot \frac{\gamma}{2 \cdot g} \cdot \frac{\left(n \cdot q_0 \cdot 10^{-6}\right)^2}{f^2}, \quad (1)$$

де p_0 – атмосферний тиск, Па;

p_{0-1} – допустимі втрати тиску у всмоктувальній магістралі насоса, Па;

p_1, p_2, p_3 – відповідно складові допустимих втрат на вході у всмоктувальну магістраль, на лінійній ділянці всмоктувального трубопроводу і на вході в насос, Па;

γ – питома вага рідини, $\frac{\text{Н}}{\text{м}^3}$;

h – висота бака над насосом, м^3;

ρ – щільність робочої рідини, $\frac{кг}{м^3}$;

u – допустима швидкість руху робочої рідини у всмоктувальній магістралі, $\frac{м}{с}$;

ξ_1 – коефіцієнт опір на вході всмоктувального трубопроводу насоса;

ξ_2 – коефіцієнт місцевих опорів на вході в насос і в самому насосі;

λ – коефіцієнт тертя рідини об стінки трубопроводу;

L – довжина всмоктувального патрубка, м;

d – діаметр трубопроводу гідропривода, м;

q_0 – робочий об'єм насоса, $м^3$;

n – частота обертання валу, $\frac{об}{с}$;

f – площа перерізу всмоктувального трубопроводу, $м^2$;

ν – в'язкість робочої рідини, $\frac{м^2}{с}$.

g – прискорення сили тяжіння, $\frac{м}{с^2}$;

b(Re) - поправочний коефіцієнт, що враховують зміну значень місцевих втрат від числа Рейнольдса;

За чисел Re ≥ 2300 b=1 за Re<2300 коефіцієнт b знаходять за графіками [2]. На підставі залежності (1) можливі такі основні технічні рішення, що сприяють зниженню втрат тиску у всмоктувальній магістралі насоса на етапі розігрівання робочої рідини до значень, які забезпечують можливість тривалої роботи гідропривода (+50С, 500сСт): збільшення висоти всмоктування (h) або застосування наддування над рідинною поверхнею гідробака інертним газом або повітрям; зменшення швидкості руху рідини у всмоктувальному трубопроводі за рахунок збільшення діаметра d всмоктувального трубопроводу; зменшення довжини всмоктувального трубопроводу; зменшення довжини всмоктувального трубопроводу; досягнення необхідної температури всмоктувальної рідини.

Досягнення необхідної температури можливе також за рахунок системи терморегуляції, а досягнення необхідної в'язкості за рахунок заміни сорту робочої рідини. На цьому етапі розігрів можливий також: застосуванням спеціальних умов міжзмінного зберігання машин, додаткового джерела тепла або акумулювання теплової енергії; спеціальних режимів роботи насоса без навантаження зі зменшеною частотою його обертання, що дають змогу підвищити температуру робочої рідини в безкавітаційному режимі.

Внаслідок короткочасності цього етапу дослідники [3] допускають можливість його проходження застосуванням дроселювання за номінальних частоти обертання насоса і тиску робочої рідини. Однак при цьому наголошується на небажаності дросельного режиму розігріву робочої рідини внаслідок роботи насоса в несприятливих і навіть аварійних умовах. Крім цього, під час дроселювання збільшується перепад тиску на вході та виході насоса, що спричиняє збільшення негативних впливів кавітаційних процесів на гідропривод.

Виклад основного матеріалу. Зміст статті спрямований на дослідження зв'язку між часом температурної підготовки гідропривода й основними його параметрами та встановлення режиму температурної підготовки робочої рідини, що забезпечує мінімум енерговитрат на своє здійснення. Для досягнення цієї мети встановлюється вплив основних параметрів гідроприводу на час розігріву робочої рідини за постійної подачі. Потім встановлюються частоти обертання вала насоса, що забезпечують його безкавітаційну роботу на етапі розігріву від температури продавлювання до температури, що дає змогу тривалу його роботу. Останнє завдання вирішується в такій послідовності:

- встановлюється залежність тиску у всмоктувальній магістралі насоса від параметрів гідроприводу;
- встановлюється залежність частот обертання насоса (подачі) від в'язкості робочої рідини, потім в'язкості від температури і, в остаточному підсумку, частоти обертання насоса від температури робочої рідини, що забезпечують безкавітаційну роботу насоса.

Використовуючи останню залежність, встановлюємо математичний зв'язок часу нагріву робочої рідини з основними параметрами гідроприводу за умови забезпечення постійного і допустимого значення тиску у всмоктувальній магістралі насоса.

На початковому етапі температурної підготовки робочої рідини від температури, що відповідає межі прокачуваності, до температури, що дає змогу тривалої роботи, гідрофікована машина тільки готується до виконання виробничих операцій. Тому енерговитрати на цьому етапі визначаються, в основному, його тривалістю.

Дослідження впливу параметрів гідроприводу на час розігрівання робочої рідини

Знаходимо час нагрівання робочої рідини за постійної частоти обертання вала насоса [3, 4],

ISSN 2311-0368 (Print)
ISSN 2409-1049 (Online)

$$\tau = \frac{m_{\text{гп}} \cdot c_{\text{гп}}}{K_{\text{гп}} \cdot F_{\text{гп}}} \cdot \ln\left(\frac{Q_{\text{гп}}}{K_{\text{гп}} \cdot F_{\text{гп}} \cdot (T_0 - T) + Q_{\text{гп}}}\right) = \\ = \frac{m_{\text{гп}} \cdot c_{\text{гп}}}{K_{\text{гп}} \cdot F_{\text{гп}}} \cdot \ln\left(\frac{n \cdot q_0 \cdot p \cdot (1 - \eta_{\text{об}})}{K_{\text{гп}} \cdot F_{\text{гп}} \cdot (T_0 - T) + Q_{\text{гп}}}\right) \quad (2)$$

де τ - час нагрівання, с;

n - частота обертання валу насоса, $\frac{\text{об}}{\text{с}}$;

q_0 - робочий об'єм насоса, м^3;

$\eta_{\text{об}}$ - загальний коефіцієнт корисної дії гідроприводу;

p - тиск гідросистеми, Па;

T - температура робочої рідини, К;

T_o - початкова температура робочої рідини, К;

$k_{\text{гп}}$ - коефіцієнт теплопередачі, $\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$;

$F_{\text{гп}}$ - площа теплообміну, м^2;

$m_{\text{гп}}$ - маса гідроприводу, кг;

$$m_{ГП} = m_{\text{го}} + m_{\text{рж}}, \quad (3)$$

где $m_{\text{го}}$ - маса гідрообладнання, кг;

$m_{\text{рр}}$ - маса робочої рідини, кг;

$c_{гп}$ - теплоємність гідроприводу, $\frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$;

$$c_{\text{гп}} = \frac{c_{\text{р}} \cdot m_{\text{рр}} + c_{\text{го}} \cdot m_{\text{го}}}{m_{\text{рр}} + m_{\text{го}}} \quad (4)$$

где $c_{\text{р}}$ – теплоємність робочої рідини, $\frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$;

$c_{\text{го}}$ – теплоємність гідрообладнання, $\frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$;

Використовуючи формулу (2), визначається вплив на час нагріву робочої рідини основних параметрів гідроприводу за їхньої однакової відносної зміни.

Ступінь впливу параметрів гідроприводу на час нагрівання оцінювали за формулою (5).

$$\frac{\tau_{\max,}}{\tau_{\min}} \quad (5)$$

Час нагріву робочої рідини гідроприводу екскаватора ЕО-4325 на задані інтервали температур розраховано за формулою (2) за постійної частоти обертання вала насоса. Відповідну залежність наведено на малюнку 1.

Результати визначення та порівняння ступеня впливу параметрів гідроприводу на час розігріву за формулами (2, 5) наведено на рис. 2.

Порівняння результатів показує, що за однакової відносної зміни параметрів гідроприводу, найбільший вплив на час розігріву робочої рідини чинять загальний ККД гідроприводу і тиск (утричі-вчетверо більший, ніж площа тепловіддачі та коефіцієнт теплопередачі).

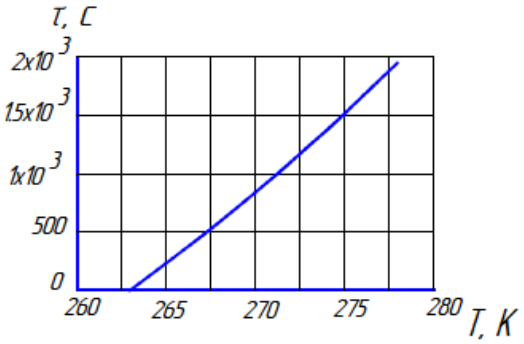


Рисунок 1 – Время температурной подготовки рабочей жидкости при постоянной подаче

Параметри на малюнку розставлені за зменшенням ступеня їхнього впливу на час розігріву робочої рідини.

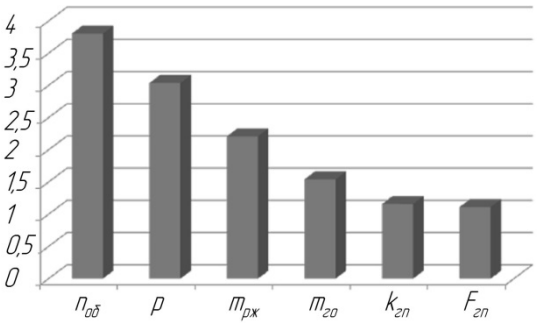


Рисунок 2 - Вплив параметрів гідроприводу на час розігріву робочої рідини за постійної подачі

Визначення частот обертання насоса, що забезпечують його безкавітаційну роботу

У міру зменшення в'язкості робочої рідини під час її розігрівання зменшуються втрати тиску у всмоктувальному трубопроводі насоса. Це дає змогу збільшувати частоти обертання насоса так, щоб втрати залишалися постійними на рівні, який забезпечує безкавітаційний режим роботи насоса, але прискорювали, за рахунок збільшення частоти обертання насоса (подачі), розігрів робочої рідини.

За даними, наведеними в роботі [1], безкавітаційний режим роботи аксіально-поршневих насосів при критичній температурі продавлювання (-100С, 2000сСт), може бути забезпечено подачею насоса, відповідною до частоти його обертання близько 600 ... 700 об/хв (10 ... 11.6 об/с).

Завершенням етапу є досягнення робочою рідиною температури, що забезпечує можливість його тривалої роботи (+50С, 500сСт). При цьому має бути забезпечено необхідний тиск у всмоктувальній магістралі насоса, який визначається залежністю (1).

У роботі [1] наведено графіки залежності поправочного коефіцієнта місцевих втрат від числа Рейнольдса в разі ламінарного режиму течії робочої рідини, що має місце під час температурної підготовки.

Апроксимуємо наведену в роботі графічну залежність аналітичною залежністю виду

$$b = \frac{1}{a_1 + b_1 \cdot (\mathrm{Re})^{c_1}}. \tag{6}$$

Представивши число Рейнольдса в розгорнутому вигляді, отримуємо

$$b = \frac{1}{a_1 + b_1 \cdot \left(\frac{d \cdot n \cdot q_0}{\nu \cdot f} \right)^{c_1}} \tag{7}$$

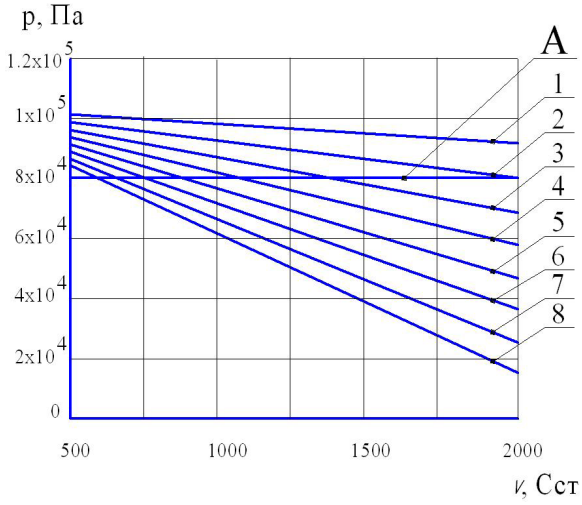
де $a_1 = 6.9921 \cdot 10^{-4}$, $b_1 = 9.6474 \cdot 10^{-4}$, $c_1 = 1.085897$ – постійні коефіцієнт формули.

Підставивши залежність (7) у формулу (2), отримаємо

$$p = p_0 + \gamma \cdot h - \frac{\gamma \cdot (n \cdot q_0 \cdot 10^{-6})^2}{2 \cdot g \cdot f^2} \times$$
$$\times \left[1 + \frac{\xi_1}{a_1 + b_1 \cdot \left(\frac{d \cdot n \cdot q_0}{\nu \cdot f} \right)^{c_1}} + \frac{\xi_2}{a_1 + b_1 \cdot \left(\frac{d \cdot n \cdot q_0}{\nu \cdot f} \right)^{c_1}} \right] -$$
$$- \frac{75 \cdot L \cdot \nu \cdot 10^{-6} \cdot \gamma \cdot n \cdot q_0 \cdot 10^{-6}}{d^2 \cdot 2 \cdot g \cdot f}. \quad (8)$$

Використовуючи отриману формулу (8) будуємо криві зміни тиску у всмоктувальній порожнині насоса залежно від в'язкості (температури) робочої рідини для частот обертання, що змінюються в діапазоні від 5 об/с (пряма 1) до 40 об/с (пряма 8, рис. 3).

Використовуючи графіки на малюнку і формулу (8), визначаємо значення в'язкості, що забезпечують допустимий тиск на вході насоса для всіх частот його обертання в розглянутому діапазоні (, пряма , рис. 3).



1–5 $\frac{\text{об}}{\text{с}}$; 2–10 $\frac{\text{об}}{\text{с}}$; 3–15 $\frac{\text{об}}{\text{с}}$; 4–20 $\frac{\text{об}}{\text{с}}$;
5–25 $\frac{\text{об}}{\text{с}}$; 6–30 $\frac{\text{об}}{\text{с}}$; 7–35 $\frac{\text{об}}{\text{с}}$; 8–40 $\frac{\text{об}}{\text{с}}$

Рисунок 3 - Залежність тиску на вході в насос від в'язкості робочої рідини для різних частот обертання вала насоса

Використовуючи графічні залежності, наведені в роботі [1], апроксимуємо функції залежністю вигляду

$$T = a_2 \cdot (\nu - b_2)^{c2} \tag{9}$$

де $a_2 = 374,787$, $b_2 = -244,545$, $c_2 = -0,04608$ – коефіцієнти формули;
T – температура робочої рідини, $°K$.

Використовуючи залежності (8 і 9), знаходимо функцію $n = f(T)$, апроксимуючи її залежністю такого вигляду

$$n = a_3 + b_3 \cdot T + c_3 \cdot T^2 \tag{10}$$

де $a_3 = 10438,473$,
$b_3 = -79,91246$,
$c_3 = 0,153087$ – коефіцієнти формули.

Отримання залежності часу нагріву робочої рідини від параметрів гідроприводу

Кількість тепла, що виділяється в гідроприводі за одиницю часу, відповідає втраченій потужності і може бути визначена за формулою

$$Q = (1 - \eta) N_H \tag{11}$$

де η - загальний ККД гідроприводу;
N_H - потужність приводу насосів, Вт.

Під час розрахунку загальний ККД може бути обраний у межах 0,7-0,8. Потужність насоса обчислюють за формулою

$$N_{\text{Н}} = Q_{\text{Н}} \cdot P_{\text{Н}}, \tag{12}$$

де $Q_{\text{Н}}$ - подача насоса, м^3/с;
$P_{\text{Н}}$ - тиск насоса, Па.

Потужність втрат створюють енергію втрат, яка йде на нагрівання робочої рідини і розсіюється в навколишнє середовище

$$A_n = A_t + A_p, \tag{13}$$

Час нагрівання робочої рідини знаходимо з рівняння теплового балансу:

$$n \cdot q_0 \cdot (1-\eta_{об}) \cdot p \cdot d\tau = m \cdot c_{гп} \cdot dT + k_{гп} \cdot F_{гп} \cdot (T - T_о) \cdot d\tau, \qquad (14)$$

де τ - час розігріву гідроприводу, с;
p - тиск системи, Па;
T - температура робочої рідини, ºК;
m - приведена маса гідрообладнання та робочої рідини, кг;
c - середня питома теплоємність гідрообладнання та робочої рідини, $\frac{Дж}{кг \cdot К}$;
k - коефіцієнт теплопередачі, $\frac{Вт}{м^2 \cdot К}$;
F - площа тепловіддавальних поверхонь, м^2;
T_0 - температура навколишнього середовища, ºК.

$$m = m_{го} + m_{рр}, \qquad (15)$$

де $m_{го}$ - маса гідропривода;
$m_{рр}$ - маса робочої рідини.

Введемо такі позначення

$A_з = q_0 \cdot (1-\eta_{об}) \cdot p$;
$C_з = m_{гп} \cdot c_{гп}$;
$D_з = k_{гп} \cdot F_{гп}$.

Після підстановки прийнятих позначень у формулу (10), остання набуває вигляду

$$A_з \cdot n \cdot d\tau = C_з \cdot dT + D_з \cdot (T_ж - T_0) \cdot d\tau. \qquad (16)$$

Після поділу змінних отримуємо такий вираз

$$d\tau = \frac{C_з}{A_з \cdot n - D_з \cdot T_ж + D_з \cdot T_0} \cdot dT. \qquad (17)$$

Ведемо додаткові позначення

$$K_з = A_з \cdot c_3;$$
$$P_з = A_з \cdot b_3 - D_з;$$

ISSN 2311-0368 (Print)
ISSN 2409-1049 (Online)

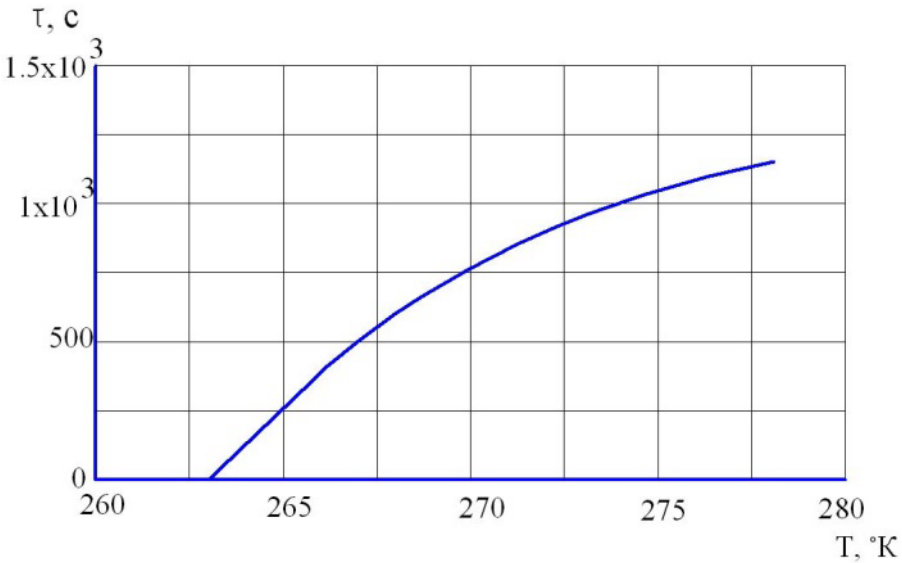
$$Q_з = A_з \cdot a_3 + D_з \cdot T_0.$$

$$M_з = \sqrt{\frac{Q_з}{K_з} - \frac{P_з^2}{4 \cdot K_з^2}},$$

З урахуванням додаткових позначень, отримуємо таку формулу для визначення часу температурної підготовки гідроприводу залежно від основних його параметрів

$$\tau = \frac{1}{K_з} \int_{T_0}^{T_ж} \frac{C_з}{(T_ж + \frac{P_з}{2 \cdot K_з})^2 + M_з^2} \cdot dT_ж = \\ = \frac{C_з}{K_з \cdot M_з} \cdot arctg(\frac{T_ж + \frac{P_з}{2 \cdot K_з}}{M_з}) - \frac{C_з}{K_з \cdot M_з} \cdot arctg(\frac{T_0 + \frac{P_з}{2 \cdot K_з}}{M_з}) \quad (18)$$

На основі залежність (18) визначається час розігріву робочої рідини від температури продавлювання (263°К) до температури, що забезпечує можливість тривалої роботи гідроприводу (278°К), а також час, необхідний для досягнення будь-якого проміжного значення температур у цьому інтервалі.



Рисисунок 4 - Час температурної підготовки робочої рідини за постійного тиску у всмоктувальній магістралі насоса і змінній подачі

Висновки

Отримано аналітичну залежність, що пов'язує час розігріву робочої рідини на необхідний інтервал температур з основними

параметрами гідроприводу за умови забезпечення постійного тиску на вході насоса на всьому протязі розігріву.

Здійснення розігріву робочої рідини з постійним допустимим тиском на вході насоса, що досягається за рахунок збільшення подачі в міру розігріву робочої рідини, дає змогу скоротити час температурної підготовки гідроприводa до роботи на 40...60 % і відповідно скоротити енерговитрати цього процесу.

Ступінь впливу основних параметрів гідроприводу на час його розігріву за постійної подачі зменшується в такій послідовності: загальний ККД, тиск, маси робочої рідини і гідрообладнання, коефіцієнти теплопередачі та площа тепловіддачі.

Список використаної літератури

1. Косолапов В.Б. Результати моделювання впливу температури на товщину адсорбова-ного на мікронерівності шару поверхнево-активних речовин. Вісник Харківського націо-нального автомобільно-дорожнього. 2023. Т.1, № 101. С. 81–85. DOI: https://doi.org/10.30977/BUL.2219-5548.2023.101.0.81

2. Пімонов І.Г., Керницький Я.О. Дослі-дження системи діагностичних параме-трів гідроприводa з урахуванням похи-бки вимірювань. Вісник Харківського націо-нального автомобільно-дорожнього. 2023. Т.1. №101. С.86-91. DOI: https://doi.org/10.30977/BUL.2219-5548.2023.101.0.86

3. Косолапов В.Б. Визначення фізичних засад безконтактної взаємодії поверхонь рухомих сполучень гідроприводів ма-шин у граничному режимі змащення. Наукові вісті Далівського університе-ту. 2023. №25 С 12. DOI: https://doi.org/10.33216/2222-3428-2023-25

4. Nikita Medvedev, Igor Pimonov. Increase the operation of excavators of the fourth size group. Annali d'Italia (Italy's scientific journal).Technical sciences. Florence, Italy, 2024, no 61, pp. 85-87. https://www.anditalia.com/wp-content/uploads/2024/12/Annali-d%E2%80%99Italia-%E2%84%9661-2024.pdf

5. Аврунін Г.А., Пімонов І.Г., Щербак О.В., Ярижко О.В., Мороз І.І. Аналіз сучасних технічних засобів для обслу-говування аеродромів і літаків Вісник Ха-рківського національного автомобільно-дорожнього. 2022. № 99. С. 34–41. DOI: https://doi.org/10.30977/BUL.2219-5548.2022.99.0.34

6. Nalia Penkina, Yuriy Saliy, Nikita Petrushev, Igor Pimonov. Practice of visual diagnostics using endoscopes. Annali d'Italia (Italy's scientific journal).Technical sciences. Florence, Italy, 2025, no 63, pp. 72-76. https://www.anditalia.com/arhiv/

ISSN 2311-0368 (Print)
ISSN 2409-1049 (Online)

INFLUENCE OF WORKING FLUID HEATING ON IMPROVING THE PERFORMANCE OF HYDRAULIC DRIVES OF MOBILE MACHINES

Pimonov I. G., Penkina N. P., Yaryzhko O. V., Moschenok V. I., Saliy Y. L.
Kharkiv National Automobile and Highway University

Abstract. *The article deals with the topical issue of increasing the productivity of machines and ensuring their reliability. A promising direction is to increase the efficiency of machines by developing a system of thermal control of the working fluid. The design of modern hydraulic actuators requires innovations in designs and locations on the machine. It is necessary to take into account the existing experience of designing and operating similarly designed hydrofied machines. The thermal regime of the hydraulic actuator affects power losses, the durability of its components and the ability of the working fluid to maintain the required parameters. From the temperature (viscosity) corresponding to the pumpability limit, which determines the possibility of winter start-up of the hydraulic actuator, the heating of the working fluid passes through the stage of possible cavitation phenomena and reaches values that allow for long-term operation. Many works have been devoted to the study and optimisation of the thermal regime of hydraulic actuators, but they have not been developed to establish a rational regime for the temperature preparation of the working fluid at the initial stage: from the temperature that corresponds to the pumping limit to the temperature that allows for long-term operation. Therefore, the article establishes dependencies that relate the heating time of the working fluid to the main parameters of the hydraulic actuator, provided that a constant pressure is maintained at the pump inlet throughout the heating period. An analytical dependence relating the time of heating the working fluid to the required temperature interval to the main parameters of the hydraulic drive, provided that a constant pressure at the pump inlet is maintained throughout the heating process. Heating of the working fluid with a constant permissible pressure at the pump inlet, which is achieved by increasing the flow rate as the working fluid warms up, makes it possible to reduce the time of temperature preparation of the hydraulic actuator for operation by 40...60 % and, accordingly, reduce the energy consumption of this process. The degree of influence of the main parameters of the hydraulic actuator on its warm-up time at a constant flow rate decreases in the following sequence: overall efficiency, pressure, mass of working fluid and hydraulic equipment, heat transfer coefficients and heat transfer area.*

Keywords: *hydraulic drive, time of temperature preparation of the hydraulic drive, ensuring constant pressure at the pump inlet.*

УДК 539.375
DOI: 10.15276/pidtt.2.70.2025.07
[1]Вольченко О. І., [2]Вудвуд О. М., [1]Возний А. В., [1] Семеній О. М., [1]Снурніков В. І.
[1] Харківський національний автомобільно-дорожній університет
[2] Національний університет «Одеська політехніка»

ПІДВИЩЕННЯ РОБОТОЗДАТНОСТІ ПАР ТЕРТЯ ГАЛЬМ

Анотація. *Дослідно-конструкторські розробки та їх експериментальні дослідження стосовно металевих фрикційних елементів гальмівних пристроїв дозволили встановити наступне: виконання гальмівного диска зі змінною товщиною робочої частини стінки призвели до виникнення на поясі тертя від'ємного градієнта температури по глибині і тим самим інтенсифікують передачу теплоти теплопровідністю в тіло диска; аналітичним шляхом за допомогою безмоментної теорії оболонки визначено осьові деформації пояса тертя диска при співвідношеннях його конструктивних параметрів з урахуванням кутів конусності; деформаційний стан пояса тертя при гальмуванні в защемленій частині диска від зміщення в напрямку нормалі до поверхні виникають реакції, що викликають деформаційний стан, пов'язаний з вигином, і швидко затухаючі при віддаленні від краю; запропоновані способи підвищення працездатності для запобігання тріщиноутворенню в парах тертя гальм.*

Ключові слова: *гальмівний пристрій, пари тертя, металевий фрикційний елемент, працездатність, тріщиноутворення.*

Вступ. Робочі поверхні металевого фрикційного елемента не бувають абсолютно гладкими, але мають мікро та макроскопічні нерівності технологічного характеру, що утворюють шорсткість. Остання на локальних ділянках формує тимчасові контакти – омічні, нейтральні та блокуючі. Відповідно до теорії Е. Фермі кожен із контактів «метал (м) – полімер (п)» має роботу виходу (W) іонів та електронів. Для омічного контакту справедлива нерівність $W_м > W_п$, нейтрального - $W_м = W_п$ і блокуючого - $W_м < W_п$. Енергетичні рівні контактів і вносять свій внесок у зародження та розвиток мікротріщин у парах тертя гальма.

Аналіз літературних джерел та стан проблеми. Запропоновано нові типи гальмівних шківів, що мають збільшені додаткові, нерухомі площі поверхонь для інтенсифікації кондуктивного, радіаційного та конвективного теплообміну. Це дало змогу збільшити ефективність теплопередачі на 22,5%. Встановлено, що різна інтенсивність

енергетичної активності фрикційної взаємодії спряжених поверхонь на процеси теплообміну між елементами трибосистеми сприяє виникненню ділянок з неоднаковою енергонавантаженістю і, як наслідок, температурними градієнтами, що змінюються [1, 2].

Нові конструкції гальмівних механізмів потужних транспортних засобів та особливості їх розрахунку проілюстровані у роботах [3, 4]. Запропоновано нову конструкцію комбінованого гальма, яка поєднує переваги багатодискового гальма по енергоємності та однодискового - по швидкодії. Встановлено, що функціональна працездатність комбінованих гальм значною мірою залежить від характеру розподілу теплової енергії за складовими механізмами, що, у свою чергу, обумовлює зміну знософрикційних властивостей пар тертя при гальмуванні. Експериментальним шляхом кожної частини комбінованого гальма отримано зміну моменту тертя, швидкості ковзання, температури поверхонь тертя залежно від часу гальмування. Запропонована методика використовується під час проектування *аналогічних* гальмівних механізмів.

Удосконалено метод визначення конструктивних параметрів дискових гальм за допомогою геометричного програмування з використанням цільової функції мінімізації моменту інерції диска та термічних напружень на його бічних поверхнях, виходячи з умови забезпечення гальмівного моменту, що регламентується, і неперевищення допустимої поверхневої температури для матеріалів фрикційних накладок. При цьому розроблено алгоритм та програму розрахунку. Результати розрахунків показали, що металомісткість спроектованого гальмівного диска на 10-13% менша, ніж серійного [5, 6].

Запропоновано математичну модель для кількісної оцінки теплових процесів у робочих елементах пари тертя барабанно-колодкового гальма протягом гальмування, що дозволяє прогнозувати динаміку зміни енергонавантаженості обода барабана та фрикційних накладок за товщиною з урахуванням складових теплового балансу їх полірованих та матових поверхонь [7]. Отримано залежність для визначення коефіцієнтів розподілу теплових потоків між парами тертя на різних стадіях гальмування з урахуванням досягнення «квазістаціонарного теплового стану» в їх поєднанні.

У роботах [8, 9] сформульовано новий клас завдань теплової динаміки, а також проілюстровано термограми та схеми циркуляції теплових струмів , на які поділено гальмівний шків. Диски виготовлені із матеріалів, які мають різні коефіцієнти теплопровідності, а між ними встановлені теплоізоляційні прокладки.

Розроблено модель дискретного фрикційного контакту тіла з абсолютно жорстким контртілом, що дозволяє описати тепломеханічні процеси, визначити тиск та температуру в підобластях дискретного

контакту трибоелементів гальм підйомно-транспортних машин [10]. Крім того, показано, що серед загальновідомих умов фрикційного теплового контакту лише умови Барбера-Протасова дозволяють якісно та кількісно описати зміну температури на поверхні тертя полімерної накладки гальма.

Таким чином, у більшості випадків пари тертя гальмівних пристроїв працюють в інтервалі поверхневих температур вище за допустиму для застосовуваних матеріалів, з яких виготовляють фрикційні накладки. Тому в таких фрикційних вузлах необхідно інтенсифікувати їхнє вимушене повітряне охолодження, а також охолоджувати примусово.

Гальмівний диск із змінною товщиною частини робочої стінки. Розглянемо верхню частину гальмівного диска (рис. 1) як циліндричну оболонку змінної товщини з двома защемленими краями, схильну до рівномірного імпульсного питомого навантаження p , тобто за тих же умов, що й гальмівний диск із постійною товщиною.

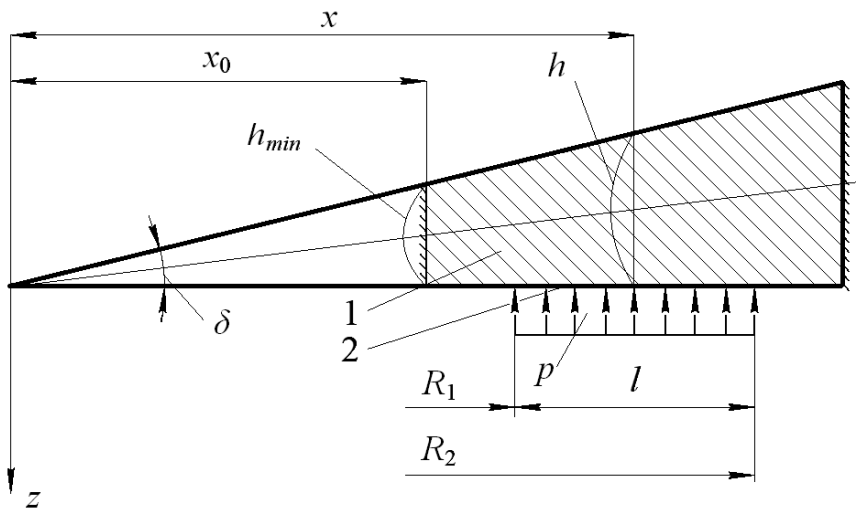


Рисунок 1 – Розрахункова схема частини гальмівного диска зі змінною товщиною стінки: 1 – тіло диска; 2 – пояс тертя (повернуто рисунок на π/2)

Особливістю даної конструкції і те, що з різної товщині пояса тертя диска формується негативний градієнт температури. Останній інтенсифікує передачу теплоти теплопровідністю від радіусу R_2 до радіусу R_1 пояса тертя диска і далі по його тілу.

У випадку диска зі змінною товщиною частини стінки необхідно інтегрувати наступне рівняння

$$\frac{d^2}{dx^2}\left(D\frac{d^2W}{dx^2}\right)+\frac{Eh}{R^2}W=p\,, \qquad (1)$$

де D – жорсткість оболонки; W – осьова деформація диска; E – модуль пружності; h, R – товщина та радіус серединної поверхні диска. Останній дорівнює:

$$R = R_1 + \frac{l}{2} = R_1 + \frac{R_2 - R_1}{2}. \quad (2)$$

Розглянемо диск з товщиною стінки, що лінійно змінюється. При вибраній системі координат і малому куті $h = xtg\delta = \delta x$. Тоді жорсткість тіла диска визначається наступним виразом

$$D = \frac{E\delta^3 x^3}{12\left(1-\mu^2\right)}$$

і рівняння (1) набуває вигляду

$$\frac{d^2}{dx^2}\left(x^3\frac{d^2W}{dx^2}\right) + \frac{12\left(1-\mu^2\right)}{\delta^2 R^2}xW = p\frac{12\left(1-\mu^2\right)}{E\delta^3}.$$

Часткове вирішенням цього рівняння при p = const буде наступним

$$W_1 = \frac{pR^2}{E\delta x}.$$

Вирішенням є виразом осьової деформації оболонки із защемленими краями, навантаженою рівномірно розподіленим навантаженням, що діє на робочу поверхню пояса тертя диска. Однорідне рівняння

$$\frac{d^2}{dx^2}\left(x^3\frac{d^2W}{dx^2}\right) + \frac{12\left(1-\mu^2\right)}{\delta^2 R^2}xW = 0$$

вирішено за допомогою перетворень Кірхгофа у вигляді

$$W_2 = \frac{1}{\sqrt{x}}\left[C_1\varphi_1'\left(2\xi\sqrt{x}\right) + C_2\varphi_2'\left(2\xi\sqrt{x}\right) + C_3\varphi_3'\left(2\xi\sqrt{x}\right) + C_4\varphi_4'\left(2\xi\sqrt{x}\right)\right], \quad (3)$$

де C_1, C_2, C_3, C_4 - постійні інтегрування, що визначаються з початкових умов; φ_1', φ_2', φ_3', φ_4' - похідні за аргументом $2\xi\sqrt{x}$ функцій Беселя, відповідно, першого роду, нульового та першого порядку; $\xi = \sqrt{\frac{12\left(1-\mu^2\right)}{\delta^2 R^2}}$, де μ - коефіцієнт Пуассона.

Замість функцій φ_i можна скористатися функціями Кельвіна

$$\varphi_1 = \mathrm{ber}x,\ \varphi_2 = \mathrm{bei}x,\ \varphi_3 = -\frac{2}{\pi}\mathrm{kei}x,\ \varphi_4 = -\frac{2}{\pi}\ker x.$$

Загальним рішенням рівняння (3) є сума часткового вирішення однорідноговирішення та загального вирішення однорідного рівняння

$$W = W_1 + W_2. \quad (4)$$

Для визначення постійних інтегрування необхідно послідовно диференціювати рівняння прогинів (3), беручи до уваги наступні співвідношення функцій та їх похідних

$$\varphi_1'' = \varphi_2 - \frac{1}{2\xi\sqrt{x}}\varphi_1',\ \varphi_2'' = -\varphi_1 - \frac{1}{2\xi\sqrt{x}}\varphi_2',$$

$$\varphi_3'' = \varphi_4 - \frac{1}{2\xi\sqrt{x}}\varphi_3',\ \varphi_4'' = -\varphi_3 - \frac{1}{2\xi\sqrt{x}}\varphi_4'.$$

Кути повороту перерізів θ моменти M_x і сили Q_x рівні

$$\theta = \frac{dW}{dx} = \frac{1}{2\xi\sqrt{x}}[C_1\left(2\xi\sqrt{x}\varphi_2 - 2\varphi_1'\right) - C_2\left(2\xi\sqrt{x}\varphi_1 + 2\varphi_2'\right) + C_3\left(2\xi\sqrt{x}\varphi_4 - 2\varphi_3'\right) -$$

$$- C_4\left(2\xi\sqrt{x}\varphi_3 + 2\varphi_4'\right)] + \frac{dW_1}{dx};$$

$$M_x = -D\frac{d^2W}{dx^2} = -\frac{E\delta^3}{48\left(1-\mu^2\right)}\sqrt{x}[C_1\left(4\xi^2\varphi_2'x - 8\xi\varphi_2\sqrt{x} + 8\varphi_1'\right) -$$

$$- C_2\left(4\xi^2\varphi_1'x - 8\xi\varphi_1\sqrt{x} + 8\varphi_2'\right) + C_3\left(4\xi^2\varphi_4'x - 8\xi\varphi_4\sqrt{x} + 8\varphi_3'\right) - \quad (5)$$

$$- C_4\left(4\xi^2\varphi_3'x - 8\xi\varphi_3\sqrt{x} + 8\varphi_4'\right)] - D\frac{d^2W_1}{dx^2};$$

$$Q_x = \frac{dM_x}{dx} = \frac{E\delta^3\xi^2\sqrt{x}}{24\left(1-\mu^2\right)}[C_1\left(2\xi\varphi_1\sqrt{x} + 2\varphi_2'\right) + C_2\left(2\xi\varphi_2\sqrt{x} - 2\varphi_1'\right) +$$

$$+ C_3\left(2\xi\varphi_3\sqrt{x} + 2\varphi_4'\right) + C_4\left(2\xi\varphi_4\sqrt{x} - 2\varphi_3'\right)] - D\frac{d^3W_1}{dx^3}.$$

Згинальним моментом $D\frac{d^2W_1}{dx^2} = p\frac{R^2\delta^2}{6\left(1-\mu^2\right)}$ нехтуємо через його мале значення.

Постійні інтегрування визначаються з рівнянь (5) за наступних граничних умов

$x = x_0,\ W = 0,\quad W = 0;$

$x = x_0 + \left(R_2 - R_1\right),\ M_x = 0,\quad Q_x = 0.$

Так як стінку змінної товщини доцільно застосовувати на дисках, то параметр $2\xi\sqrt{x} \geq 6$ і значення функції φ_i, а також значення похідних визначаються з наступних наближених виразів

$$\varphi_1 = \frac{1}{\sqrt{2\pi\varepsilon}}\left(R_2 - R_1\right)^{\frac{\varepsilon}{\sqrt{2}}}\cos\left(\frac{\varepsilon}{\sqrt{2}} - \frac{\pi}{8}\right),\ \varphi_1' = \frac{1}{\sqrt{2\pi\varepsilon}}\left(R_2 - R_1\right)^{\frac{\varepsilon}{\sqrt{2}}}\cos\left(\frac{\varepsilon}{\sqrt{2}} + \frac{\pi}{8}\right),$$

$$\varphi_2 = -\frac{1}{\sqrt{2\pi\varepsilon}}\left(R_2 - R_1\right)^{\frac{\varepsilon}{\sqrt{2}}}\sin\left(\frac{\varepsilon}{\sqrt{2}} - \frac{\pi}{8}\right),\ \varphi_2' = -\frac{1}{\sqrt{2\pi\varepsilon}}\left(R_2 - R_1\right)^{\frac{\varepsilon}{\sqrt{2}}}\sin\left(\frac{\varepsilon}{\sqrt{2}} + \frac{\pi}{8}\right), \quad (6)$$

ISSN 2311-0368 (Print)
ISSN 2409-1049 (Online)

$$\varphi_3 = \sqrt{\frac{2}{\pi\varepsilon}}\left(R_2 - R_1\right)^{-\frac{\varepsilon}{\sqrt{2}}} \sin\left(\frac{\varepsilon}{\sqrt{2}} + \frac{\pi}{8}\right),\ \varphi_3' = -\sqrt{\frac{2}{\pi\varepsilon}}\left(R_2 - R_1\right)^{-\frac{\varepsilon}{\sqrt{2}}} \sin\left(\frac{\varepsilon}{\sqrt{2}} - \frac{\pi}{8}\right),$$

$$\varphi_4 = -\sqrt{\frac{2}{\pi\varepsilon}}\left(R_2 - R_1\right)^{-\frac{\varepsilon}{\sqrt{2}}} \cos\left(\frac{\varepsilon}{\sqrt{2}} + \frac{\pi}{8}\right),\ \varphi_4' = \sqrt{\frac{2}{\pi\varepsilon}}\left(R_2 - R_1\right)^{-\frac{\varepsilon}{\sqrt{2}}} \cos\left(\frac{\varepsilon}{\sqrt{2}} - \frac{\pi}{8}\right),$$

де $\varepsilon = 2\xi\sqrt{x}$.

Постійні інтегрування визначаємо з (5), використовуючи (6) і граничні умови, а також маючи на увазі, що

$$\left.\frac{dW_1}{dx}\right|_{x=x_0} = \frac{pR^2}{E\delta x_0^2};$$

$$C_1 = \frac{pR^2}{E\delta\sqrt{x_0}} \frac{\sqrt{2\pi\varepsilon_0}\left(R_2 - R_1\right)^{-\frac{\varepsilon_0}{\sqrt{2}}} \cos\left(\frac{\varepsilon}{\sqrt{2}} - \frac{\pi}{8}\right)}{\cos\frac{\pi}{4}};$$

$$C_2 = \frac{pR^2}{E\delta\sqrt{x_0}} \frac{\sqrt{2\pi\varepsilon_0}\left(R_2 - R_1\right)^{-\frac{\varepsilon_0}{\sqrt{2}}} \sin\left(\frac{\varepsilon}{\sqrt{2}} - \frac{\pi}{8}\right)}{\cos\frac{\pi}{4}};\quad C_3 = C_4 = 0,$$

де $\varepsilon_0 = 2\xi\sqrt{x_0}$.

Підставляючи значення постійних інтегрування до рівняння деформацій після відповідних перетворень отримаємо закон розподілу осьових деформацій за товщиною диска з лінійним та змінним законом

$$W_x = -\frac{pR^2}{E\delta x} + \frac{pR^2}{E\delta\sqrt{x\cdot x_0}} \sqrt[4]{\frac{x_0}{x}} \sqrt{2}\left(R_2 - R_1\right)^{-\frac{\varepsilon-\varepsilon_0}{\sqrt{2}}} \cos\left(\frac{\varepsilon-\varepsilon_0}{\sqrt{2}} + \frac{\pi}{4}\right). \quad (7)$$

Крім визначення величини осьової деформації в будь-якому поперечному перерізі диска вираз (7) дозволяє підібрати оптимальне значення кута δ . Товщина стінки в защемленні h_{min} визначається за умов міцності частини оболонки в цьому перерізі при дії рівномірно розподіленого осьового навантаження.

На рис. 2 *а* наведені графіки осьової деформацій диска з товщиною стінки, що лінійно змінюється, на поясі тертя.

Аналіз графічних залежностей показує, що уникнути впливу силових факторів, що виникають у поєднанні пар тертя дисково-колодкового гальма на розподіл осьових деформацій по радіусу диска не вдається.

Деформації вільного краю диска та перерізів, близьких до нього, можуть бути знижені порівняно з деформаціями вільного краю з постійною товщиною стінки (рис. 2 *б*).

Встановлено, що при зростанні кута спостерігається зниження деформацій зовнішнього затисненого краю та перерізів частини диска, близьких до внутрішнього затискання, при деякому підвищенні

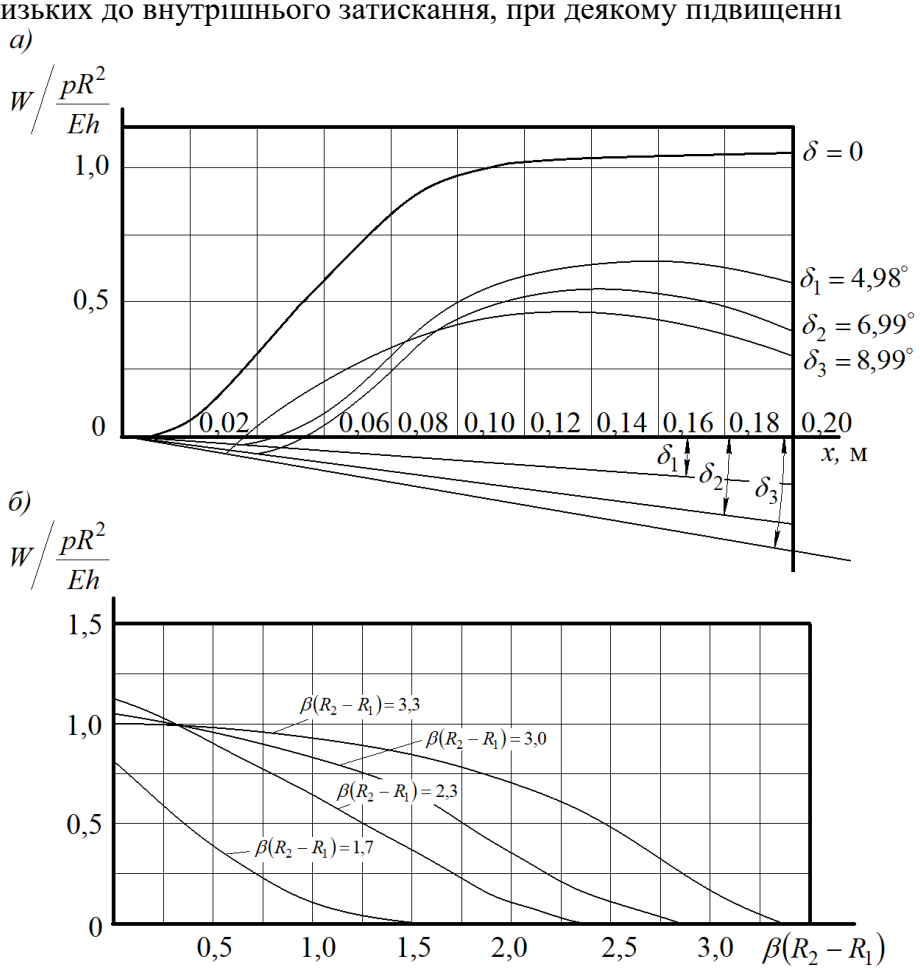


Рисунок 2 *а* , *б* – Залежності осьових деформацій диска від параметра δ і β (R_2 - R_1) зі змінною (*а*) та постійною (*б*) товщиною стінки

деформацій у перерізах, що знаходяться на відстані (R_2 - R_1)/5 від зовнішнього затисненого краю частини диска. Наприклад, при δ = 8,99° деформації перерізів на відстані (R_2 - R_1)/3 від внутрішнього защемлення диска в 4,0 рази менше, ніж у диска з постійною товщиною стінки. У перерізах диска з відривом (R_2 - R_1)/5 від зовнішнього защемленого краю деформації становлять при кутах δ = 4,98°; 6,99° та 8,99°, відповідно, 94,5; 96,8 та 118,8% від деформацій зовнішнього защемленого краю диска. Також розподіл деформацій по радіусу диска з товщиною стінки, що лінійно змінюється, зумовить підвищений знос в зоні внутрішньої і зовнішньої кромок фрикційних накладок.

Отже, найбільш раціональними за умовами працездатності гальма є кути δ = 4,98 ° ... 8,99 °, що визначають зміну товщини стінки по радіусу

диска. Підбором величини кута можна регулювати в певних межах не тільки величини механічних деформацій диска, але і характер їх розподілу по радіусу.

Вирішення системи рівнянь дозволяє обчислити деформації в поясі тертя диска при обертанні. Порівняння отриманих деформацій по безмоментній теорії приводить до висновку, що в тонких оболонках вони мало відрізняються. Отже, вважатиметься, що безмоментна теорія дає задовільні результати, якщо граничні умови є безмоментними, тобто не забезпечують краям оболонки вільні переміщення у бік нормалі до поверхні.

Розглянемо деформаційний стан пояса тертя при гальмуванні, який закріплений від зміщенняя в напрямку нормалі до поверхні. У закріпленні такої оболонки виникають реакції, що викликають деформаційний стан, пов'язаний з вигином, і швидко загасає при віддаленні від краю. Такий деформаційний стан, що швидко загасає, носить назву крайового ефекту.

Запобігання тріщиноутворенню в металевих фрикційних елементах гальм. У зв'язку з тим, що температурно-динамічний вплив відображає характер природної та якісної зміни темпів нагрівання та охолодження та поверхнево-об'ємної температури на різній глибині поверхневих шарів пар тертя, то цю обставину можна використовувати для дослідження впливу інтенсивності охолодження на кінетику та динаміку теплового процесу.

На підставі вивчення довговічності матеріалу пар тертя з'ясувалося, що теплове та зовнішнє навантаження, прикладені до металевого елемента, викликають еквівалентні напруження міжатомних зв'язків, які через гетерогенність тертя при фрикційній взаємодії мають локальний характер. Саме, у фактичних плямах дотику локальних перенапружень найбільш інтенсивно йдуть термофлуктуаційні процеси розриву напружених зв'язків, які призводять до руйнування твердого тіла. Встановлюючи залежність довговічності матеріалу від його температури (рис. 3), динамічна концепція міцності стверджує, що тепловий рух, характеристикою якого є температура, відіграє істотну роль у руйнуванні твердого тіла. Це виявляється корисним при побудові різних схем розрахунку залишкових мікронапружень, без знання яких неможливо дати повну картину стану поверхневого шару матеріалу, що працює в умовах повторно-короткочасного режиму гальмування. Пропонуються можливі шляхи зменшення теплового тріщиноутворення у трибоспряженнях (рис. 4).

Для запобігання тріщиноутворенню металевих фрикційних елементів гальмівних пристроїв на стадії проектування необхідно встановити значення динамічних і теплових навантажень, що регламентуються. При цьому також врахувати граничний рівень дефектності робочої поверхні металевого елемента, при яких

зберігається достатній запас міцності, а також визначити оптимальний матеріал з його гарантованим ресурсом.

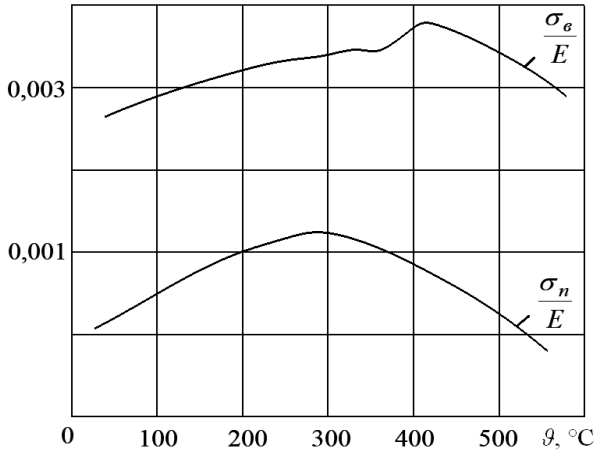


Рисунок 3 – Ефект впливу поверхнево-об'ємної температури на відносний коефіцієнт параметра матеріалу металевого фрикційного елемента; $\sigma_п$ і $\sigma_в$ – поверхневий та приповерхневий шари; E – модуль пружності

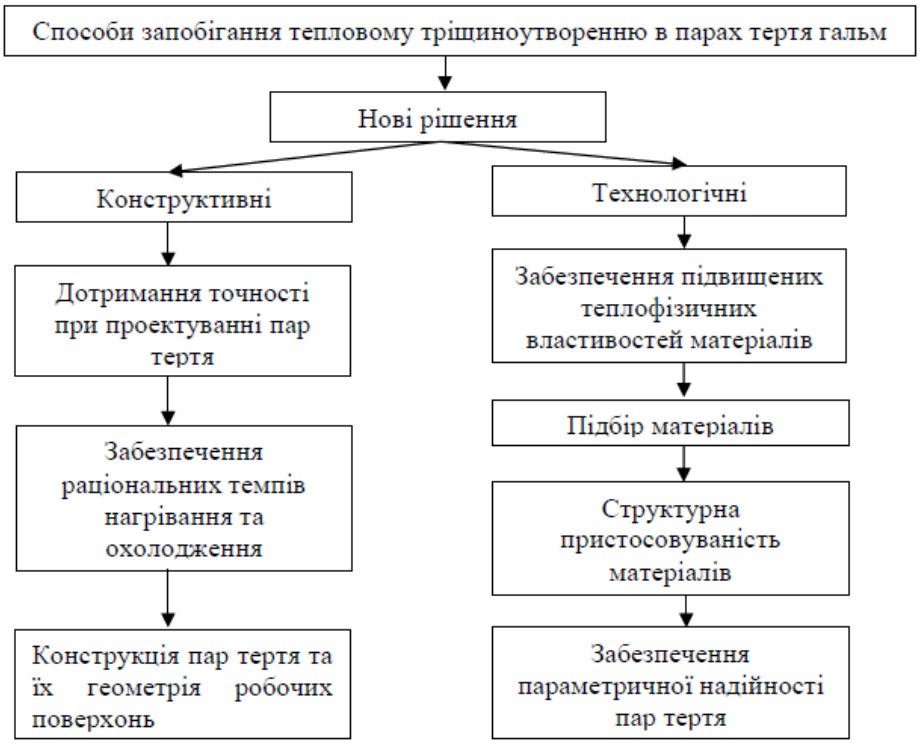


Рисунок 4 - Способи підвищення працездатності для запобігання тріщиноутворенню в парах тертя гальм

Обговорення результатів. Дослідно-конструкторські розробки та їх експериментальні дослідження стосовно металевих фрикційних елементів гальмівних пристроїв дозволили встановити наступне:

- виконання гальмівного диска зі змінною товщиною робочої частини стінки призвели до виникнення на поясі тертя негативного градієнта температури по глибині і тим самим інтенсифікувало передачу теплоти теплопровідністю в тіло диска;

- аналітичним шляхом за допомогою безмоментної теорії оболонки визначено осьові деформації пояса тертя диска за співвідношенням його конструктивних параметрів з урахуванням кутів конусності;

- деформаційний стан пояса тертя при гальмуванні в защемленій частині диска від зміщення в напрямку нормаль до поверхні виникають реакції, що викликають деформаційний стан, пов'язаний з вигином, і швидко затухає при віддаленні від краю;

- запропоновані способи підвищення працездатності для запобігання тріщиноутворення в парах тертя гальм .

Висновки. Таким чином, розроблено однодискове гальмо та досліджено його деформований стан, що дозволило покращити його працездатність.

Список використаних джерел

1. Алиев А.М. Повышение энергоемкости фрикционных тормозов для спуско-подъемных операций / А.М. Алиев // Вестник Азербайджанской инженерной академии. т.10, №4. 2018. – С. 17-22.

2. Чуфус В. С. Інтенсифікація охолодження фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок для підвищення їх ефективності: дис. … канд. техн. наук: 131 - прикладна механіка / Чуфус Василь Михайлович. Івано-Франківськ. 2021. 233с.

3. Volchenko, N.; Volchenko, A.; Volchenko, D.; Polyakov, P.; Malyk, V.; Zhuravlev, D.; Vytvytskyi, V.; Krasin., P. Features of the Estimation Jf the Intensity of Heat Exchange in Self-Ventilated Disk-Shoe Brakes of Vehicles. East. Eur. J. Enterp. Technol. 2019, 1, 47–53.

4. Afzal, A.; Abdul Mujeebu, M. Thermo-Mechanical and Structural Performances of Automobile Disc Brakes: A Review of Numerical and Experimental Studies. Arch. Comput. Methods Eng. 2019, 26, 1489–1513. [CrossRef]

5. Дисковые и дисково-колодочные тормоза в машиностроении / А. Х. Джанахмедов, Д.А. Вольченко, Н.А. Вольченко [и др.] Том 2. Баку: «APOSTROFF-A», 2021. – 392с.

6. Kindrachuk, M.; Volchenko, D.; Fidrovska, N.; Dukhota, A.; Zhuravlev, D.; Ostashuk, M.; Porokhovskyi, Y.; Kharchenko, V. (2023) Wear-friction properties of friction pairs in disc-pad brakes. East.-Europ.

Journ. of Enterp. Technol. 4(12(124)): 56-61.

7. Balitskii A., Kindrachuk M., Volchenko D., Karol F. Abramek, Balitskii O., Skrypnyk V., Zhuravlev D., Bekish I., Ostashuk M., Kolesnikov V. Hydrogen Containing Nanofluids in the Spark Engine's Cylinder Head Cooling System. Energies 15, 59, 1 – 21. (2022).

8. Electrochemistry with double electrical layers in frictional interaction metal-polymer tribolink / N.A. Volchenko, A.V. Voznyi, P.S. Krasin, D.A. Volchenko / IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, 2018, 327(3), 032059

9. Energy Levels of Different Types of Contacts of Microirregularities of Friction Couples / M.V. Kindrachuk, A.I. Vol'chenko, D.A. Vol'chenko, A.V. Voznyi, V.S. Skrypnyk // *Materials* Materials Science, Vol. 54, Issue 6, 2019

10. Kernytskyy, I.; Volchenko , A.; Szlachetka, O.; Horbay O.; Skrypnyk, V.; Zhuravlev, D.; Bolonnyi, V.; Yankiv, V.; Humenuyk, R.; Polyansky, P.; Le´sniewska A.; Walasek, D.; Koda, E. Complex Heat Exchange in Friction Steam of Brakes. Energies 2022, 15, 7412, 1 – 11.

IMPROVING THE PERFORMANCE OF BRAKE FRICTION PAIRS

[1]Volchenko O. I., [2]Vudvud O. M., [1]Voznyi A. V., [1]Semenii O. M., [1]Snurnikov V. I.
[1] *Kharkiv National Automobile and Highway University*
[2] *National University "Odesa Polytechnic"*

Abstract. *In the course of research and development and experimental studies aimed at studying the operation of metal friction elements of brake devices, important results were obtained. In particular, it was found that the design of a brake disc with different thicknesses of its working wall contributes to the formation of a negative temperature gradient in depth on the friction belt. This, in turn, significantly activates the process of heat transfer to the bulk of the disc due to better thermal conductivity. In addition, the application of the momentumless shell theory made it possible to analytically determine the axial deformations of the friction belt under various design parameters and taking into account the influence of taper angles. During braking, reactions occur in the clamped part of the disk that affect the deformation state of the friction belt, causing local bends and stresses that rapidly decrease with distance from the disk edge. As a result of the research, new methods have been developed to increase the reliability and durability of friction pairs, in particular by preventing the formation of cracks during the operation of brake systems.*

As part of further research, the analysis of thermal and mechanical processes accompanying the operation of variable thickness discs was in-

depth. It was found that such a design achieves optimal heat distribution and reduces the risk of thermal destruction of the surface layer, which is especially important for heavily loaded brake systems. Additionally, analytical models have been refined that take into account not only the geometric characteristics of the disc but also the effect of dynamic loads during braking. The experiments have confirmed the validity of theoretical calculations and indicated the need for further improvement of friction element designs to achieve better performance. The proposed measures and technical solutions are aimed at improving the performance of braking systems and minimizing the likelihood of cracks in the contact zones, which increases their safety and efficiency in various operating modes.

Keywords: *brake device, friction pairs, metal friction element, performance, crack formation.*

УДК 621.825 (075.8)
DOI: 10.15276/pidtt.2.70.2025.08
[1]Малащенко В. О., [1]Кичма А. О. [2]Лисяк Б. Р., [1]Предко Р. Я.
[1]Національний університет ,,Львівська політехніка''
[2]Дрогобицька машинобудівельна компанія

МІЦНІСНІ ВЛАСТИВОСТІ ПІВМУФТИ ВАНТАЖНОЇ ЛЕБІДКИ ЗІ КУЛЬКОВОЮ ОБГІННОЮ МУФТОЮ

Анотація. *З метою покращення роботи приводів вантажопідйомних механізмів відомі та вигідні їхні конструкції із частковою зупинкою гальмівного масивного диску тоді, коли не потрібен процес гальмування основного робочого процесу. Це приводить до деякої економії енергії для підйомних механізмів під час підйому вантажів та їхніх необхідних зупинок із необхідним гальмуванням. Таки процеси функціонування вантажних лебідок та деяких кранів є відомими із наукових закордонних робіт. Але там для з'єднання кінематичного ланцюга використовується тертя проміжних елементів, що заклинюють півмуфти. Основним недоліком таких конструкцій є можливість проковзування в кінематичних робочих парах, що приводить до зменшення надійності та строків роботи муфти. Нами розроблено нову частину привода із застосуванням кулькової обгінної муфти, що з`єднує кінематичний ланцюг за рахунок зачеплення. Проведені дослідження запропонованої муфти переконливо підтвердили те, що розроблені кулькові обгінно-запобіжні муфти можна ефективно застосовувати як пристрої для обмежування величини обертального моменту в механічних приводах машинобудування.*

Ключові слова: *муфти, обгінні муфти, кулькові запобіжні муфти, з'єднання приводів.*

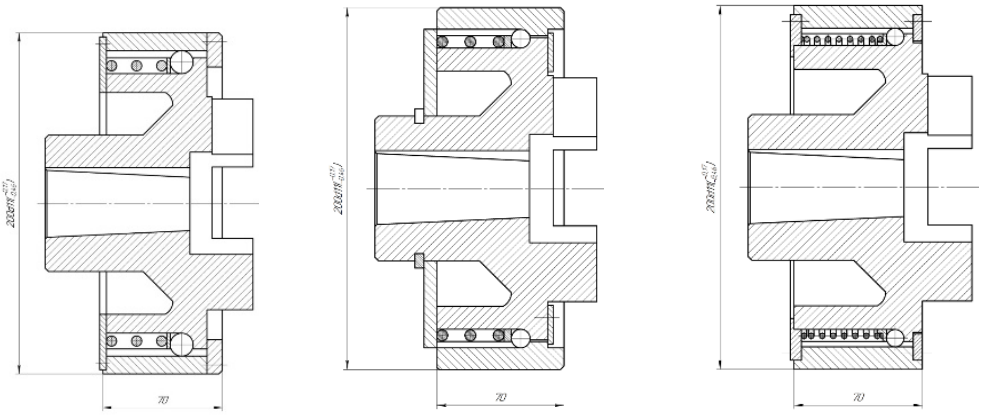
Вступ та аналіз відомих досліджень і публікацій. З'єднувально-роз'єднувальні механізми з муфтам вільного ходу постійно приділяється велика увага науково-інженерного персоналу тому, що широко застосовуються в різних областях машинознавства для передавання сталих та змінних за величиною і напрямком робочих навантажень Основними дослідженнями таких муфт є розробка нових ефективніших їх конструкцій, що покращують процес передавання робочого навантаження тільки в одному напрямку. Розроблено та запатентовано ряд кулькових обгінних муфт таких як [1…8 та інші]. На тепер відомо роботи з розробки конструкцій, принципу роботи та навантажувальної спроможності згаданих і розроблених кулькових

обгінних муфт та результати дослідження величини їх навантажень [9…12]. Відомі також дослідження терміну експлуатації та надійності цього типу муфт, а також зниження точності виготовлення і металомісткості [13…16]. Окремі дослідження нової кулькової обгінно-запобіжної муфти проведено в роботі [17], де розглянуто важливе питання, що пов'язане з ефективністю застосування нової кулькової обгінно-запобіжної муфти в механічних приводів різнотипних машин та механізмів з метою розширення функціональних їх можливостей стосовно обмеження максимального обертального моменту під час перевантажень.

Постановка задачі. Основою поставленої задачі є розробка конструкції веденої півмуфти зі встроєною кульковою обгінною муфтою, дослідження її роботоздатності та перевіркою міцнисних характеристик основних їхніх деталей.

Виклад основного змісту дослідження

На початку досліджень вибрано його об'єкт. Принципові схеми розроблених кулькових обгінно-запобіжних муфт наведена на рис.1, одна із яких і є об'єктом подальших досліджень даної статті. Таку муфту розроблено нами та її експлуатаційні можливості ретельно нами перевірено. Це дало підставу використати її конструкцію і впровадити в кінематичному ланцюгу вантажної лебідки. Тут для зміни використовується тільки ведена півмуфта муфти лебідки. Підчас конструювання для розробки потрібного варіанту розглянуто ряд конструкцій з метою розробити кращу з них. Деяки із розроблених принципових схем показано на рис. 1.



а б в

Рисунок 1 - Варіанти схем веденої півмуфти із кульковою обгінною муфтою

Особливості варіантів, що наведено на рис. 1,а,б,в достатньо видно із відповідних креслень і описувати їх немає потреби. Основною різницею розроблених варіантів є конструктивні виконання окремих

деталей та способів їх кріплення. Загальністю цих варіантів є те, що вони вмонтовані в півмуфту та виконують однотипні функції. У цьому випадку на рис. 1,в приведено використана та розрахована ведена півмуфта вантажної лебідки із встроєною в ній кульковою обгінною муфтою. Це один із можливих варіантів такий, коли кулька знаходиться у зачеплені і вся конструкція обертається та є можливість при необхідності проводити гальмування. Важливо наголосити, що тільки підчас режимів роботи (це спуск вантажу, чи зупинка вантажу підчас підйому та спуску) обертається вся конструкція веденої півмуфти (рис. 1,в). Важливою ознакою запропонованої конструкції є така обставина, що підчас рівномірного підійманню вантажу автоматично відключається механізм гальмування. Розглянуто навантаження нової вантажної лебідки для різних робочих навантаженнях, тобто проведено силовий розрахунок привода з обгінною кульковою муфтою, що вставлена у ведену пів муфту вантажної лебідки. Для розв'язку поставленої задачі використаємо спрощену розрахункову схема привода вантажної лебідки, що наведена на рис. 2.

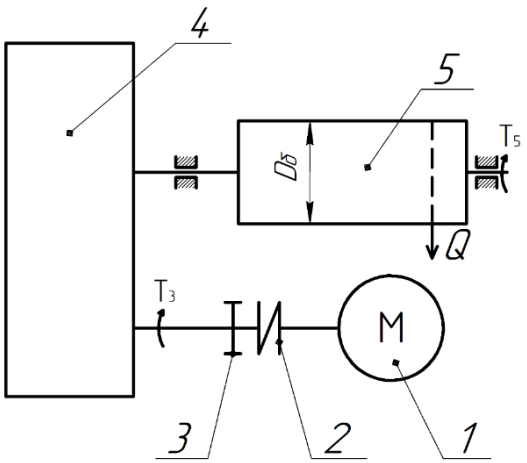


Рис 2. Розрахункова схема вантажної лебідки із кульковою обгінною муфтою: 1 – гідродвигун; 2 – муфта пружна з гумовою зірочкою; 3 – вмонтована кулькова обгінна муфта; 4 – зубчастий двоступінчастий циліндричний редуктор; 5 – вантажний барабан

В прийнятій розрахунковій схемі окремо виділено вставну частину кулькової обгінної муфти зі збереженням основних функцій лебідки. Відомо, що вантажна лебідка може знаходитися в двох основних режимах роботи. Це два основні процеси – піднімання вантажу та його опускання. Під час виконання цих основних робочих режимів навантаження можуть бути необхідними режими гальмування та утримання вантажу в потрібному його положенні. Одначе, після застосування кулькової обгінної муфти гальмівний механізм

автоматично відключається при виконанні підйому корисного вантажу і також автоматично включається підчас спуску корисного вантажу. Коротко можна стверджувати, що завжди гальмівний механізм вступає в дію якщо швидкість вантажного барабана стає більшою за швидкість вала двигуна. Другим важливим положенням є те, що кульки при цих випадках навантажуються корисним зусиллям, а підчас рівномірного підіймання вони вільно прокочуються відносно поверхні площини торців пазив веденої півмуфти. Ці особливості роботи запропонованої муфти потрібують проводити силовий розрахунок тільки для кульок та контактуючих поверхонь веденої півмуфти. Вихідним параметром даного розрахунку є вантажність існуючої вантажної лебідки. Тут розглянуто силовий розрахунок для випадку, коли лебідка встановлена на крані з вантажністю з 10 т або 98100 Н. Якщо кран оснащено декількома поліспастами то на барабані лебікки максимальне навантаження зменшиться до Q = 4000 кгм або 4000 х 9,81 = 39240 Н. Тоді знаючи дійсні розміри муфти можна визначити колову силу, що діє на кульки під час опускання та утримування вантажу на необхідній висоті. Підчас цих процесів кульки заходять в зачеплення і є можливість при потребі проводити гальмування вантажу тому, що кульки є в зачепленні і гальмівний барабан можна гальмувати. Зрозуміло, що отриману силу приймемо за розрахункову. Будемо рахувати, що це корисне навантаження Q створює обертальний момент Т3 по відношенню до осі обертання барабана лебідки 5, що дорівнює:

$$T_5 = Q\frac{D_б}{2} = 39240 \cdot \frac{0{,}35}{2} = 6867 Н.м$$

де $D_б = 0{,}35$ м – диаметр барабана лебідки.

Знаючи величину обертального моменту T_5 та кінематичну схему, можна визначити обертальні моменти всіх елементів кінематичної схеми рис. 2. Тоді обертальний момент на валу муфти дорівнює

$$T_3 = \frac{T_5}{u_4 \cdot \eta_5^2 \cdot \eta_4^2 \cdot \eta_{ор}^3} = \frac{T_5}{u_4 \cdot \eta} = \frac{6867}{31{,}17 \cdot 0{,}893} = 246{,}7\ Н.м$$

де $u_4 = 31{,}17$ – передаточне відношення двоступеневого циліндричного редуктора 4 (рис. 2);

η_5 – коефіцієнт корисної дії опор барабану 5 (двох підшипників кочення)

$$\eta_5 = 0{,}99^2 = 0{,}980;$$

η_4 – коефіцієнт корисної дії двоступеневого редуктора (зубчастого зачеплення)

$$\eta_4 = 0{,}97^2 = 0{,}940;$$

η_{op} – коефіцієнт корисної дії опор редуктора

$$\eta_{op} = 0{,}99^3 = 0{,}970.$$

Тоді загальний коефіцієнт корисної дії всієї лебідки дорівнює

$$\eta = \eta_5 \cdot \eta_4 \cdot \eta_{op} = 0{,}980 \cdot 0{,}940 \cdot 0{,}970 = 0{,}893.$$

Тепер, знаючи дійсні розміри муфти та певний кінематичний ланцюг привода, можна визначити колову силу, що діє на кульки під час опускання та утримування вантажу на необхідній висоті тому, що це найбільш навантажені режими функціонування привада. Підчас цих процесів кульки заходять в зачеплення і є можливість при потребі проводити гальмування вантажу при будь-якому його положенні. Для визначення потрібної сили Ft використовуємо обертальний момент Т3 = 246,7 Н.м та діаметр кола центрів кульок d = 165,68 мм.

Із розрахункової схеми маємо загальну колову силу F та F1 та колову силу, що діє на одну кульку

$$F = 2978\ H \quad і \quad F_1 = 248{,}2\ H.$$

На практиці рівномірного розподілення навантаження отримати не завжди можливо. Це головним чином внаслідок існуючих допусків на виготовлення та інших чинників. Тому приймаємо Кр=1,3 коефіцієнт нерівномірності навантаження. Тоді розрахункове навантаження та напруження на кожну кульку дорівнює

$$F_p = K_p \times F_1 = 322{,}6\ H; \quad \sigma_{зм} = Fp/A = 2{,}262\ Н/мм^2.$$

Висновки

Отримана величина робочого напруження зминання $\sigma_{зм}$ = 2,262 Н/мм^2 є суттєво меншою за допустиме напруження, яке для матеріалу півмуфт може змінюватися в межах 80-100 Н/мм^2, що повністю підтверджує роботоздатність запроектованої кулькової обгінної муфти.

Слід наголосити, що подібний розрахунок міцності на напруження зминання проведено для рівномірного робочого навантаження, одначе міцність поверхонь дотику кульок та півмуфт забезпечено і на випадок можливих їхніх суттєвих перевантажень.

Список використаних джерел

1. А.С. № 1423838, № 1423839 БИ № 34, 1988; № 1691623, БИ № 42, 1991; № 1691624, БИ № 42, 1991. Обгонная муфта. Малащенко В.А., Калинин С.Г., Петренко. П.Я.

2. А.С. № 1698520, БИ № 42, 1991. Обгонная муфта. Малащенко В.А., Рябов В.Г.

3. ДСТУ 2278 – 93. Муфти механічні. Терміни на визначення.

4. Кравець І.Є., Малащенко В.В., Сороківський О.І. Силова взаємодія між елементами кулькових муфт вільного ходу// Оптимізація виробничих процесів і технічний контроль у машинобудуванні і приладобудуванні: Вісник НУ «Львівська політехніка». – 2003, № 480. – С.73 - 76.

5. Малащенко В.О., Гащук П.М., Сороківський О.І., Малащенко В.В. Монографія. Кулькові механізми вільного ходу. – Львів: Новий Світ – 2000, 2012. – 212 с.

6. Малащенко В.О. Муфти приводів. Конструкції та приклади розрахунків. – Львів. НУ ЛП, 2006. – 196 с. і 2009. – 216с. (2-е видання).

7. Malascenko V. Sorokivskij O. The selektion of Parametrs of a Coaster Ball Clutch and Rekommendation for its Construktion. Transaktions of the Universies of Kosise. - 2002. - № 2. – С. 1 – 6.

8. Обгінна муфта. Патент України № 56483 А. Бюл. № 5, 2003 / В.О. Малащенко, Г. П. Куновський, І.Є. Кравець, О.І. Сороківський.

9. Protsenko, V.; Malashchenko, V.; Kłysz, S.; Nastasenko, V.; Babiy, M.V.; Avramenko, O. Load capacity and design parameters of ball-type safety-overrunning clutch with inclined grooves sides. Diagnostyka 2022, 23, 2022403.

10. Борис А.О. Патент України № 126111. "Обгінно-запобіжна муфта". Держ. реєстр від 11.06.2018.

11. Malaščenko V. Sorokivskij O. The selection of Parameters of a Coaster Ball Clutch and Recommendation for its Construction. Transactions of the Universities of Koši-ce. – 2002. –№2. – С. 1–6.

12. Малащенко В.О., Кравець І.Є., Сороківський О.І. Силова взаємодія між елементами кулькових муфт вільного ходу / Вісник НУ “Львівська політехніка” – 2003. – № 480. – С. 73–76.

13.Обгінна муфта. Патент України: № 53354 А. Бюл. № 1 і № 56483 А. Бюл. № 5, 2003 / В.О. Малащенко, Г.П. Куновський, І.Є. Кравець, О.І. Сороківський.

STRENGTH PROPERTIES OF THE HALF-COUPLING OF A CARGO WINCH WITH A BALL OVERRUNNING COUPLING

[1]Malashchenko V. O., [1]Kichma A. O. [2]Lysiak B. R., [1]Predko R. Ya.
[1]National University "Lviv Polytechnic"
[2]Drohobytsk machine-building company

Abstract. *In order to improve the operation of the drives of the lifting mechanisms, their designs with a partial stop of the brake massive disk when the braking process of the main work process is not required are known and profitable. This leads to some energy savings for the lifting mechanisms during the lifting of loads and their necessary stops with the necessary braking. Such processes of operation of cargo winches and some cranes are known from scientific works abroad. But there, the friction of the intermediate elements that jam the half-couplings is used to connect the kinematic chain. The main disadvantage of such structures is the possibility of slipping in kinematic working pairs, which leads to a decrease in the reliability and service life of the coupling. We have developed a new part of the drive with the use of a ball overrunning clutch that connects the kinematic chain due to engagement. The conducted studies of the proposed clutch convincingly confirmed that the developed ball overrunning safety clutches can be effectively used as devices for limiting the magnitude of the rotational moment in mechanical drives of machine building.*

Key words: *couplings, bypass couplings, safety ball couplings, connection of drives.*