



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

**Підйомно-  
транспортна  
техніка**

**Подъёмно-  
транспортная  
техника**

**Hebezeuge  
und  
Fördermittel**

**2(63)  
2020**

DOI: 10/15276/pidtt.2.63.2020

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

НАУКОВО-ТЕХНІЧНИЙ ТА ВИРОБНИЧИЙ ЖУРНАЛ

Підйомно-транспортна техніка

2(63)

Подъемно-транспортная техника

2020

Hebezeuge und Fördermittel

виходить чотири рази на рік

**ЗАСНОВАНИЙ У ВЕРЕСНІ 2001 РОКУ**

Засновник: Одеський національний політехнічний університет,  
Підйомно-транспортна академія наук України

---

**Редакційна колегія**

Бойко А. О. (проф., д.т.н.; м. Одеса, Україна)  
Венцель Є. С. (проф., д.т.н.; м. Харків, Україна)  
Дашенко О. Ф. (проф., д.т.н.; м. Одеса, Україна)  
Дімітров Л. (проф., д.т.н.; м. Софія, Болгарія)  
Іванов В. В. (проф., д.т.н.; м. Одеса, Україна)  
Караїванов Д. (доц. д.т.н.; м. Софія, Болгарія)  
Малашенко В. О. (проф., д.т.н.; м. Львів, Україна)  
Ракша С. В. (проф., д.т.н.; м. Дніпро, Україна)  
Ромасевич Ю. О. (доц., д.т.н.; м. Київ, Україна)  
Семенюк В. Ф. (проф., д.т.н.; м. Одеса, Україна)  
Суглобов В. В. (проф., д.т.н.; м. Маріуполь, Україна)

**Головний редактор:** Семенюк В. Ф.

**Заступник голови редакції:** Бойко А. О.

**Відповідальний секретар редакції:** Вудвуд О. М.

---

Журнал зареєстрований Міністерством юстиції України 13 вересня 2001 р.  
Реєстраційний номер КВ-5475 і 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 Одеського національного політехнічного університету.

Адреса редакції: 65044, м. Одеса,

пр. Шевченка 1, ОНПУ

Тел.. (048) 705-85-50, 705-85-49.

E-mail: uni06450@gmail.com

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

Здано у набір 01.10.2020.

Підписано до друку 15.10.2020.

Формат 17x26. Тираж 100.



**ЗМІСТ**

Фідровська Н. М., Слепужніков Є. Д., Перевозник І. А. <b>ВИЗНАЧЕННЯ МІЦНОСТІ ТРЬОХШАРОВОЇ ЦИЛІНДРИЧНОЇ ОБОЛОНКИ.....</b>	4
Ловейкін В. С., Ромасевич Ю. О., Муштин Д. І. <b>ОПТИМІЗАЦІЯ РЕЖИМУ ЗМІНИ ВІЛЬОТУ ВАНТАЖУ БАШТОВОГО КРАНА ПРИ ПОСТІЙНІЙ ШВИДКОСТІ ЙОГО ПОВОРОТУ.....</b>	12
Лаврик В. П., Суглобов В. В., Шишкін В. В., Лоза А. В. <b>ПІДВИЩЕННЯ ЕКСПЛУАТАЦІЙНОЇ НАДІЙНОСТІ І ДОВГОВІЧНОСТІ РОБОЧИХ ОРГАНІВ ЕКСКАВАТОРА ЕКГ-5.....</b>	27
Венцель Є. С., Євтушенко, А. В., Щукін О. В., Орел О. В. <b>ВИЗНАЧЕННЯ МІНІМАЛЬНО ПРИПУСТИМОЇ КОНЦЕНТРАЦІЇ ПРИСАДКИ ДФ-11 У РОБОЧІ РІДИНИ ГІДРОПРИВОДІВ.....</b>	35
Човнюк Ю. В., Остапущенко О. П., Кравченко І. М. <b>АНАЛІЗ ВПЛИВУ ПАРАМЕТРІВ КРАНОВОГО ВІЗКА З ГНУЧКИМ ПІДВІСОМ ВАНТАЖУ НА ОПТИМАЛЬНИЙ ДИНАМІЧНИЙ РЕЖИМ ЙОГО РУХУ. І: ЛІНІЙНА МОДЕЛЬ.....</b>	46
Аврунін Г. А., Пімонов І. Г., Жерелій А. І., Капустіна К. В. <b>АНАЛІЗ ДИНАМІКИ ОБ'ЄМНОГО ГІДРОПРИВОДА ОБЕРТАННЯ ВІДВАЛУ АВТОГРЕЙДЕРА ДЗк250В.....</b>	58
Чаюн І. М., Вовк П. Е. <b>РАСЧЕТ КАНАТОВ НА ПРОЧНОСТЬ ПО ПРЕДЕЛЬНОМУ УПРУГОМУ СОСТОЯНИЮ.....</b>	81
Вольченко А. И., Скрыпник В. С., Вольченко Н. А., Витвицкий В. С., Насирова Н. Н. <b>КОНВЕКТИВНЫЙ ТЕПЛООБМЕН МОКРЫХ ПАР ТРЕНИЯ ДИСКОВО-КОЛОДОЧНЫХ ТОРМОЗОВ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ.....</b>	94
Ткачук К. В., Суглобов В. В. <b>ВПРОВАДЖЕННЯ КОМП'ЮТЕРНОГО ІМІТАЦІЙНОГО МОДЕЛЮВАННЯ В ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ПОРТАЛЬНИХ КРАНІВ.....</b>	107

УДК 620.863

DOI: 10.15276/pidtt.2.63.2020.01

Фідровська Н. М.<sup>1</sup>, Слепужніков Є. Д.<sup>2</sup>, Перевозник І. А.<sup>3</sup>

Харківський національний автомобільно-дорожній університет<sup>1</sup>,

Національний університет цивільного захисту України<sup>2</sup>,

Харківський державний автомобільно-дорожній коледж<sup>3</sup>.

## ВИЗНАЧЕННЯ МІЦНОСТІ ТРЬОХШАРОВОЇ ЦИЛІНДРИЧНОЇ ОБОЛОНКИ

*Анотація.* В статті розглянутий напружений стан трьохшарової циліндричної конструкції з урахуванням енергії зсуву заповнювача. В трьохшаровій конструкції два зовнішні шари з'єднані за допомогою заповнювача, який має меншу міцність у порівнянні до зовнішніх шарів. Заповнювач забезпечує пружні властивості оболонці і працює на передачу зовнішнього тиску на зовнішні шари і поперечних зусиль зсуву. Жорсткість у трьохшарових конструкціях значно вища, ніж у суцільних металевих конструкціях. Крім того, вони витримують і більші навантаження, які виникають при прикладенні зовнішніх навантажень. В залежності від модулю пружності заповнювача у поперечному напрямку в трьохшарових конструкціях можуть виникати і поперечні деформації.

В статті було розглянуто рівняння змінення кривизни окремого кільця у випадку, коли навантаження на оболонку розподілено впродовж однієї твірної і визначені нормальні напруження в площі симетрії при  $x = 0$ . При проведенні розрахунків були використані гіпотези про відсутність розтягнення кілець відносних деформацій в окружному напрямку та відсутності зсуву серединної поверхні. Був складений вираз для потенціальної енергії і за допомогою рівняння Ейлера варіаційної задачі отримано лінійне неоднорідне диференціальне рівняння четвертого ступеню. Після вирішення цього рівняння аналітичним методом було отримана залежність для радіальних переміщень, що дає змогу визначати окружні і нормальні напруження в циліндричній оболонці.

Отримане в науковому дослідженні рішення задачі міцності трьохшарової циліндричної конструкції дозволяє визначити напруження в оболонці в залежності не тільки від геометричних її параметрів, але і модулю зсуву заповнювача, що покращує достовірність проектування і експлуатацію таких конструкцій, що дає певні рекомендації по її використанню.

**Ключові слова:** циліндрична оболонка, напруження, міцність,

*енергія зсуву, заповнювач, кривизна.*

**Вступ.** У різних галузях техніки, таких як авіабудування, судобудування будівництво та інші знаходять застосування багатошарові конструкції, в основному трьохшарові пластини та оболонки. Трьохшарова конструкція складається з двох міцних зовнішніх шарів, які з'єднані за допомогою заповнювача. Заповнювачем являється матеріал, який має меншу міцність, ніж зовнішні шари, але забезпечує пружні властивості оболонці або пластинці. Розвиток хімічної промисловості дозволяє в якості матеріалів зовнішніх шарів і заповнювача використовувати склопластики і епоксидні смоли.

**Огляд рішень, які мають місце.** Трьохшаровими оболонками займалися багато відомих вчених, таких як С.А.Амбарцумян [1], К.З.Галімов [2], Е.І. Григолюк [3], П.М.Огібалов [4], С.Н.Кан [5], І. Солвей [6], Л.Донелл [7]. При будівництві рівнянь для зовнішніх шарів використовують гіпотези Кірхгофа-Лява, для середнього шару – заповнювача – гіпотеза про заповнювача трьохшарові оболонки можуть бути з легким і жорстким заповнювачем. Для легкого заповнювача відношення модуля пружності зовнішнього шару до модуля пружності заповнювача складає  $10^2 - 10^4$ . Зовнішні шари беруть на себе все навантаження на стиск-розтягнення. Заповнювач працює на передачу нормального тиску на зовнішні шари і поперечних зусиль зсуву. В залежності від модулю пружності заповнювача у поперечному напрямку в трьохшарових конструкціях можуть виникати і поперечні деформації.

**Постановка проблеми.** Трьохшарові оболонки мають якості, які відсутні у суцільних металевих конструкціях. Вони мають високу жорсткість і можуть витримувати більші питомі навантаження.

**Мета.** Провести аналітичні дослідження, які визначать дійсні навантаження і трьохшарових циліндричних оболонках.

**Виклад основного матеріалу** Якщо оболонка має декілька шарів, то при її розрахунку треба обов'язково враховувати енергію зсуву заповнювача.

Сумарні моменти згину будемо розглядати у вигляді [5]

$$m_{\phi} = m_{\phi_0} + m_{\phi_{\text{зсув}}} = \xi(x)\beta(\phi), \quad (1)$$

Де задані

$$m_{\phi_0} = \xi_0(x)\beta(\phi),$$

$\xi(x)$  - статично невизначена функція, яка змінна вповдовж оболонки.

В цьому випадку змінюється залежність (при  $\mu = 0$ )

$$m_\phi = -\frac{D_t}{R^2} \left( \frac{\partial^2 w_n}{\partial \phi^2} + w_n \right) \quad (2),$$

де  $w_n$  - загальні значення радіальних переміщень

$$w_n = w_0 + w_{dod} = \xi(x) \beta(\phi)$$

Це пояснюється тим, що у випадку трьохшарової оболонки кривизна оболонки  $\chi_\phi$  проходить не тільки за рахунок дії моментів згину  $m_\phi$ , але і внаслідок впливу поперечних сил  $Q_\phi$ , які викликають дотичні напруження заповнювача

$$\tau = \frac{Q_\phi}{F},$$

Де  $F = h$  - товщина заповнювача.

Рівняння змінення кривизни окремого кільця представимо у вигляді

$$\frac{1}{R^2} \left( \frac{\partial^2 w_n}{\partial \phi^2} + w_n \right) = - \left( \frac{m_\phi}{D_t} + \frac{p_0}{G_{zap} F} \right) \quad (3)$$

Де  $p_0 = -\frac{1}{R} \frac{\partial Q_\phi}{\partial \phi}$  - інтенсивність радіального навантаження,

$\frac{p_0}{G_{zap} F}$  - зміна кривизни кільця в наслідок зсуву заповнювача.

Розглянемо випадок коли навантаження на оболонку розподілене вдовж однієї твірної при  $\phi = 0$ . В площині симетрії при  $x = 0$  нормальні напруження визначаються за формулою

$$\sigma_{x_0} = \frac{M_z}{J_z} y = \frac{pL^2}{8\pi R^3 \delta} R \cos \phi = 0,04 \frac{p}{\delta} \left( \frac{L}{R} \right)^2 \cos \phi \quad (4)$$

Момент згину в довільному перетині кільця одиничної ширини від дії навантаження  $p$  і дотичних сил

$$m_{\phi_0} = \frac{pR}{2\pi} [1 + 0,5 \cos \phi - (\pi - \phi) \sin \phi], \quad (5)$$

З урахуванням залежності (5) рівняння (3) приймає вигляд

$$\frac{1}{R^2} \left( \frac{\partial^2 w}{\partial \phi^2} + w \right) = \xi(x) \left[ \frac{1,5 \cos \phi + (\pi - \phi) \sin \phi}{G_{zap} R^2 F} - \frac{1 + 0,5 \cos \phi - (\pi - \phi) \sin \phi}{D_t} \right], \quad (6)$$

Після вирішення рівняння (6) отримаємо вираз для радіальних переміщень

$$w_n = R^2 \xi(x) \left\{ \frac{1}{D_t} [\phi(0,5\pi \cos \phi - 0,75 \sin \phi + 0,25\phi \cos \phi) - 1] + \right. \\ \left. + \frac{1}{G_{zap} R^2 F} [\phi(0,25\phi \cos \phi + 0,25 \sin \phi - 0,5\pi \cos \phi)] \right\} \quad (7)$$

На основі гіпотези про відсутність розтягнення кілець відносних деформацій в окружному напрямку дає змогу знайти переміщення  $v_n$  по дотичній до дуги  $S$

$$\varepsilon_{\phi} = \frac{w_n}{R} + \frac{1}{R} \frac{\partial v_n}{\partial \phi} = 0 \\ v_n = -R^2 \xi(x) \left\{ \frac{1}{D_t} [\sin \phi(0,25\phi^3 + 0,5\pi\phi^2 - 0,5\phi - 2) + \right. \\ \left. + \phi \cos \phi(1,25\phi + 0,5\pi) - \phi] + \frac{1}{G_{zap} R^2 F} [\phi^2 \cos \phi + \right. \\ \left. + 0,25 \sin \phi(\phi^3 - 2\pi\phi^2 + \phi - 2)] \right\}. \quad (8)$$

Гіпотеза відсутності зсуву серединної поверхні дає можливість знайти зв'язок між переміщеннями  $u_n$  по осі  $x$  і переміщеннями  $v_n$  по дотичній до дуги  $S$

$$\frac{\partial u_n}{R \partial \phi} + \frac{\partial v_n}{\partial x} = 0$$

$$u_n = R^3 \frac{\partial \xi}{\partial x} \left\{ \frac{1}{G_{zap} R^2 F} \left[ \sin \phi (\phi^3 - 2,82\phi - 1) + \right. \right. \\ \left. \left. + 0,25 \cos \phi (\phi^4 - 11\phi^2 - 2\pi\phi + 2) \right] - \right. \\ \left. - \frac{1}{D_t} \left[ 0,5\phi^2 + \sin \phi (2\phi^3 + 0,5\pi\phi^2 - 0,68\phi + 1) - \right. \right. \\ \left. \left. - \cos \phi (0,25\phi^4 + 1,32\phi^2 - 0,5\pi\phi - 0,5) \right] \right\} \quad (9)$$

Змінення кривизни серединної поверхні в напрямку твірної

$$\chi_x = -\frac{\partial^2 w_n}{\partial x^2},$$

$$\chi_x = -R \frac{\partial^2 \xi}{\partial x^2} \left\{ \frac{1}{D_t} \left[ \phi \cos \phi (0,5\pi + \phi) - 0,75\phi \sin \phi - 1 \right] + \right. \\ \left. + \frac{0,25}{G_{zap} R^2 F} \left[ \phi \cos \phi (2\pi + \phi) + \phi \sin \phi \right] \right\}.$$

Змінення кривизни серединної поверхні в окружному напрямку

$$\chi_\phi = -\frac{1}{R^2} \left( \frac{\partial^2 w_n}{\partial \phi^2} + w_n \right),$$

$$\chi_\phi = -\xi(x) \left\{ \frac{1}{G_{zap} R^2 F} \left[ \cos \phi + \sin \phi (\pi - \phi) \right] - \right. \\ \left. - \frac{1}{D_t} \left[ \cos \phi + \sin \phi (\pi + \phi) + 1 \right] \right\}.$$

Додаткові нормальні напруження

$$\sigma_{xdod} = E \frac{\partial u_n}{\partial x} = ER^3 \frac{\partial \xi^3}{\partial x^3} \left\{ \frac{1}{G_{zap} R^2 F} \left[ \sin \phi (\phi^3 - 2,82\phi - 1) + \right. \right. \\ \left. \left. + 0,25 \cos \phi (\phi^4 - 11\phi^2 - 2\pi\phi + 2) \right] - \frac{1}{D_t} \left[ \sin \phi (2\phi^3 + 0,5\pi\phi^2 - 0,68\phi + 1) + \right. \right. \\ \left. \left. + 0,5\phi^2 - \cos \phi (0,25\phi^4 + 1,32\phi^2 - 0,5\pi\phi - 0,5) \right] \right\}$$

Складаємо вираз для потенціальної енергії



$$\Gamma = \oint \left[ \frac{1}{2} m_{\phi} \chi_{\phi} + \frac{\delta_{n.cp}}{2} \sigma_{xdod} \varepsilon_x - m_{\phi 0} \chi_{\phi} \right] R d\phi \quad (10)$$

Підставляємо відповідні вирази і отримаємо

$$\Gamma = E \left( \frac{\partial^2 \xi(x)}{\partial x^2} \right)^2 \left[ \frac{33266,89}{G_{zap}^2 R^4 F^2} - \frac{58923}{D_t^2} \right] - \frac{\xi^2(x)}{R} \left( \frac{33,43}{D_t} - \frac{2,28}{G_{zap} R^2 F} \right) - \frac{p}{2\pi R} \left( \frac{103,2}{D_t} - \frac{39,71}{G_{zap} R^2 F} \right).$$

Рівняння Ейлера варіаційної задачі

$$\frac{\partial \Gamma}{\partial \xi(x)} - \frac{d}{dx} \left( \frac{\partial \Gamma}{\partial \xi'(x)} \right) + \frac{d^2}{dx^2} \left( \frac{\partial \Gamma}{\partial \xi''(x)} \right) = 0$$

Це приведе до лінійного неоднорідного диференційного рівняння четвертого ступеню відносно функції  $\xi(x)$

$$\frac{\partial^4 \xi(x)}{\partial x^4} + 4k_n^4 \xi(x) = kp(x) \quad (11)$$

Де

$$k_n = \frac{\left( \frac{2,28}{G_{zap} R^2 F} - \frac{33,44}{D_t} \right)}{RE \left( \frac{33266,89}{G_{zap}^2 R^4 F^2} - \frac{58923}{D_t^2} \right)}.$$

$$k = \frac{\left( \frac{103,2}{D_t} - \frac{39,71}{G_{zap} R^2 F} \right)}{2\pi R^2 E \left( \frac{33266,89}{G_{zap}^2 R^4 F^2} - \frac{58923}{D_t^2} \right)}$$

Рішенням рівняння (11) буде вираз

$$\begin{aligned} \xi(x) = & e^{-k_n x} (C_1 \sin k_n x + C_2 \cos k_n x) + \\ & + e^{k_n x} (C_3 \sin k_n x + C_4 \cos k_n x) + \xi_{\text{hast}} \end{aligned} \quad (12)$$

**Висновки.** Отримане рішення задачі міцності трьохшарової циліндричної конструкції дозволяє визначити напруження в оболонці в залежності не тільки геометричних її параметрів, але і модулю зсуву заповнювача, що покращує достовірність проектування і експлуатацію таких конструкцій.

### Список використаної літератури

1. Амбарцумян С.А. Теория анизотропных пластин /С.А.Амбарцумян// - М., Физматгиз, 1967.
2. Галимов К.З. О работах казанских ученых по теориям пластин и оболочек. /К.З.Галимов, р.Г.Суркин//-В сб. « Исследования по теории пластин и оболочек» №5. Из-во Казанс. Ун-та, 1967.
3. Григолюк Э.И. Уравнения трехслойной оболочки с легким заполнителем /Э.И.Григолюк//- Из-во АН СССР, ОТН. 1957, №1.
4. Огибалов П.М. Оболочки и пластины / П.М.Огибалов, М.А.Колтунов. М.:МГУ, 1969. – 696с.
5. Solvey I. Bibliography and summaries of sandwich construction (1939-1954)/ Aeronaut/ Res. Lab., Melbourne, Austral, AR/ SM 2, 1953.
6. Кан С.Н. Строительная механика оболочек / С.Н.Кан.-М.: Машиностроение, 1966.-508с.
7. Донелл Л.Г. Балки, пластины и оболочки / Л.Г. Донелл.-М.: Наука, 1982.-568с.

### DETERMINATION OF STRENGTH THREE-LAYER CYLINDRICAL SHELL

Fidrovska N. M.<sup>1</sup>, Slepuznikov E. D.<sup>2</sup>, Carrier I. A.<sup>3</sup>  
*Kharkiv national automobile and highway university<sup>1</sup>,*  
*National university of civil protection of Ukraine<sup>2</sup>,*  
*Kharkiv state automobile and highway college<sup>3</sup>.*

**Abstract.** In the article consideration strained condition of three layer cylinder design with calculation of energy displacement fill in. In three layer design two outward layer united with help fill in, which have lesser durability as compared with outward layer. Full in securing elastic property of cylinder and work on transmission outward pressure on outward layer and cross-section effort of displacement. Hardness three layer design considerable higher than in unbroken metallic design. Besides that they

---

stand and large loading, which arise in the time of action outward forces. In dependent on modulus elasticity of full in diametrical direction in three layer design can be arise and diametrical strains. In the article consideration the equation change of crookedness separate ring in case when loading on cylinder distribute along one direction and define normal strain in the plan symmetry by  $x = 0$ . In the time of conduct calculations use hypothesis of absence stretching of rings relative strains in district direction and absence of displacement the middle plan.

Was composite expression for potential energy and with help the equation Eyley of the variation problem receive long inhomogeneous differential equation forth power. After decision this equation of analyst method was receive dependence for radial transference, what let possibility to receive district and normal strains in cylinder.

Acknowledge the receipt in scientific research decision equation of durability three layer design allow to receive strains in cylinder not only in dependence from geometrical its parameters but and of modulus displacement outward layer, what rise reliable project and exploitation so design and give definite recommendations for use.

**Key words:** cylinder casing; strain; durability; energy of displacement; outward layer; crookedness.

УДК 621.873

DOI: 10.15276/pidtt.2.63.2020.02

Ловейкін В. С., Ромасевич Ю. О., Муштин Д. І.

*Національний університет біоресурсів і природокористування України*

## **ОПТИМІЗАЦІЯ РЕЖИМУ ЗМІНИ ВІЛЬОТУ ВАНТАЖУ БАШТОВОГО КРАНА ПРИ ПОСТІЙНІЙ ШВИДКОСТІ ЙОГО ПОВОРОТУ**

***Анотація.** У статті проведено оптимізацію режиму розгону механізму зміни вильоту вантажу баштового крана при умові, що кран виконує поворот із постійною кутовою швидкістю. Для цього на основі рівнянь Лагранжа другого роду було розроблено математичну модель процесу зміни вильоту вантажу. Обраний для мінімізації оптимізаційний критерій відображає середньоквадратичне значення рушійного зусилля. Його мінімізація дала змогу знизити рівень динамічних навантажень у елементах механізму. Крім того, у постановці задачі використано обмеження: на величини максимального і мінімального рушійного зусилля та на величину мінімальної потужності приводу механізму.*

*Для проведення оптимізації використано базисну функцію, яка забезпечує бажані умови руху зведених мас системи: вона дала змогу усунути коливання вантажу на гнучкому підвісі. Базисна функція мала три невідомі параметри, які були визначені таким чином, щоб мінімізувати оптимізаційний критерій. Для його мінімізації використано два підходи: чисельний (із використанням методу ME-PSO) та аналітичний (застосовано прямий варіаційний метод).*

*Отримані результати представлені у вигляді графічних залежностей. Їх аналіз дозволив встановити плавність зміни енергетичних, силових та кінематичних характеристик руху системи. Це дозволяє без труднощів реалізувати отримані результати на практиці. Крім того, було проведено порівняльний аналіз результатів мінімізації критерію із використанням прямого варіаційного методу та методу ME-PSO. Встановлено, що застосування останнього дає гірші результати, однак дозволяє врахувати всі обмеження, що накладаються на рух системи.*

***Ключові слова:** оптимізація, керування, зміна вильоту, коливання, поворот, критерій.*

**Постановка проблеми.** Баштові крани отримали широке використання при виконанні будівельних робіт. Суттєвим фактором, який стримує зростання продуктивності крана, є коливання вантажу на

гнучкому підвісі. Крім того, під час перехідних режимів руху механізмів крана, зокрема зміни вильоту вантажу, виникають значні динамічні навантаження та енергетичні витрати у приводі. Для їх мінімізації необхідно виконувати оптимізацію режиму зміни вильоту вантажу. Така оптимізація повинна бути виконана при умові, що кран виконує поворот із певною кутковою швидкістю, оскільки на практиці суміщення операцій досить часто використовується як прийом підвищення продуктивності роботи крана.

#### **Аналіз публікацій по темі досліджень.**

Для того, щоб провести аналіз кількості наукових та науково-технічних публікацій за темою дослідження були використані дані, які отримані при роботі з наукометричними базами даних Scopus та Web of Science. Для аналізу кількості патентних документів використано дані, що отримані при роботі з сайтом патентного відомства Німеччини [1].

У наукометричній базі даних Scopus були сформовано декілька запитів та проведено пошук індексованих наукових публікацій за назвою статті, коротким описом та ключовими словами. У результаті отримано кількісні дані, які занесено до таблиці 1.

Таблиця 1. – Кількість публікацій за темою дослідження у наукометричній базі даних Scopus по рокам

Рік										Всього в базі
2020	2019	2018	2017	2016	2015	2014	2013	2012	2011	
Запит за фразою «tower crane dynamics»										
2	13	7	3	5	6	11	14	3	3	98
Запит за фразою «tower crane optimal control»										
-	2	1	1	-	2	6	4	1	-	28

У таблиці 2 наведено кількість наукових праць, що проіндексовані у наукометричній базі даних Web of Science, які відповідають сформованим запитам.

Таблиця 2. – Кількість публікацій за темою дослідження у наукометричній базі даних Web of Science по рокам

Рік										Всього в базі
2020	2019	2018	2017	2016	2015	2014	2013	2012	2011	
Запит за фразою «tower crane dynamics»										
1	17	7	8	11	5	12	10	4	2	101
Запит за фразою «tower crane optimal control»										
-	2	-	-	1	1	2	-	-	-	9

Запит на сайті патентного відомства Німеччини виконувався за класами патентів В66С 23/84 „Крани, що містять консольну балку, стрілу або трикутну конструкцію, встановлену з можливістю

поступального або обертального руху в вертикальній або горизонтальній площині або з можливістю поєднання таких рухів, наприклад стрілові крани, консольні крани, щоглові крани, дерик-крани, баштові крани. Поворотні механізми” та В66С 23/62 „Крани, що містять консольну балку, стрілу або трикутну конструкцію, встановлену з можливістю поступального або обертального руху в вертикальній або горизонтальній площині або з можливістю поєднання таких рухів, наприклад стрілові крани, консольні крани, щоглові крани, дерик-крани, баштові крани. Конструктивні елементи”. Результати кількості патентів, які отримані у світі у 2011-2020 роках за представленими напрямками, наведено у таблиці 3.

Таблиця 3. – Кількість патентів, які отримані за класами В66С 23/84 та В66С 23/62 у 2011-2020 роках (у світовому масштабі)

Клас патентів	Рік									
	2020	2019	2018	2017	2016	2015	2014	2013	2012	2011
В66С 23/84	7	344	473	283	225	275	207	174	134	118
В66С 23/62	31	1504	1641	1255	1129	1228	983	754	550	384

З табл. 3 видно, що починаючи з 2011 р. і до 2020 р. спостерігається стійка тенденція до збільшення патентів як за класом В66С23/84, так і за класом В66С23/62.

Проведений кількісний аналіз патентних документів, які опубліковані за останні 10 років за тематикою дослідження, дозволив виявити зацікавленість науково-прикладними задачами синтезу конструкцій і оптимального керування механізмами зміни вильоту та повороту баштового крана. Вказані тенденції поширюються на всі технологічно-розвинені країни світу.

Серед найбільш значимих робіт по динаміці механізмів баштових кранів необхідно вказати наступні [2-4]. В них було досліджено причини виникнення та еволюції динамічних навантажень у механізмах повороту крана, зміни вильоту вантажу та інших, а також дано вирази для їх оцінки. Питання оптимізації режиму руху вказаних механізмів досліджені у роботах [5, 6]. Більшість досліджень присвячені задачі оптимальної швидкодії.

З наведеного можна зробити висновок, що в світі існує проблема з вирішення задач розробки конструкцій та оптимального керування рухом механізмами зміни вильоту вантажу баштових кранів, тому даний напрямок досліджень є актуальним і його доцільно запроваджувати в Україні.

#### **Мета даного дослідження**

Метою роботи є оптимізація режиму пуску механізму зміни вильоту вантажу баштового крана при постійній швидкості його

повороту. Для досягнення мети необхідно вирішити такі завдання: 1) розробити математичну модель зміни вильоту вантажу баштового крана при постійній швидкості його повороту; 2) виконати постановку задачі оптимального керування рухом механізму зміни вильоту вантажу; 3) знайти розв'язок задачі за допомогою чисельного (ME-PSO) та прямого варіаційного методів; 4) провести аналіз результатів.

### Виклад основного матеріалу.

Для досліджень механізму зміни вильоту баштового крана з балочною стрілою при усталеній швидкості його повороту використаємо динамічну модель, яка представлена на рис. 1.

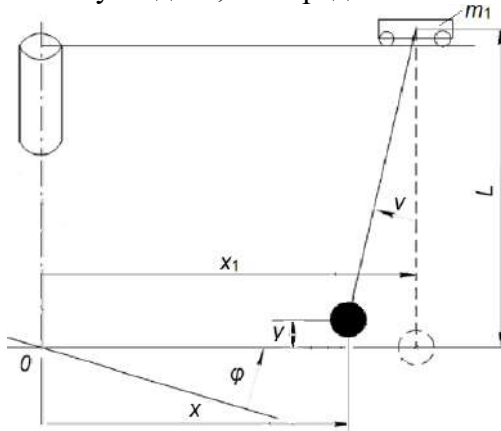


Рисунок 1. – Динамічна модель баштового крана при усталеній швидкості повороту башти

В цій моделі вважаємо, що усі ланки механізмів зміни вильоту вантажу та повороту крана є абсолютно тверді тіла, окрім вантажу на гнучкому підвісі, який здійснює коливання відносно точки підвісу на візку. Наведену динамічну модель представляємо як голономну механічну систему з трьома ступенями вільності. За узагальнені координати приймаємо лінійні координати центрів мас візка  $x_1$  та вантажу  $x$ , а також кутову координату повороту крана  $\varphi$ . При цьому вважаємо, що кутова координата змінюється за лінійним законом  $\varphi = \omega t$ , де  $t$  – час,  $\omega = \text{const}$  – постійна кутова швидкість повороту крана при усталеному русі. Тоді модель перетворюється на систему з двома ступенями вільності.

Для складання рівнянь руху використаємо рівняння Лагранжа другого роду:

$$\begin{cases} \frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{x}_1} - \frac{\partial T}{\partial x_1} = Q_{x_1} - \frac{\partial \Pi}{\partial x_1}; \\ \frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{x}} - \frac{\partial T}{\partial x} = - \frac{\partial \Pi}{\partial x}, \end{cases} \quad (1)$$

де  $T$ ,  $\Pi$  – відповідно кінетична та потенціальна енергія системи;  $Q_{x_1}$  – непотенціальна складова рушійної сили переміщення візка.

Кінетична і потенціальна енергія динамічної системи, представленої на рис. 1 мають вигляд:

$$T = \frac{1}{2} J_0 \omega^2 + \frac{1}{2} m_1 (\dot{x}_1^2 + x_1^2 \omega^2) + \frac{1}{2} m (\dot{x}^2 + x^2 \omega^2); \quad (2)$$

$$\Pi = mgy + m_1 gl = mgl(1 - \cos \nu) = mgl(1 - \cos \frac{x_1 - x}{l}). \quad (3)$$

де  $J_0$  – момент інерції поворотної частоти крана зведений до осі його повороту;  $m_1$ ,  $m$  – відповідно маси візка і вантажу;  $g$  – прискорення вільного падіння;  $l$  – довжина гнучкого підвісу вантажу. Візьмемо похідні від виразів (2) і (3) у відповідності з системою (1):

$$\begin{cases} \frac{\partial T}{\partial x_1} = m_1 x_1 \omega^2; & \frac{\partial T}{\partial x} = m x \omega^2; \\ \frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{x}_1} = m_1 \ddot{x}_1; & \frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{x}} = m \ddot{x}; \end{cases} \quad (4)$$

$$\frac{\partial \Pi}{\partial x_1} = \frac{mg}{l}(x_1 - x); \quad \frac{\partial \Pi}{\partial x} = -\frac{mg}{l}(x_1 - x). \quad (5)$$

Після підстановки виразів (4) і (5) в систему (1), заміні узагальненої сили  $Q_{x_1}$  на рушійну силу приводу візка  $F$  отримаємо диференціальне рівняння руху зміни вильоту вантажу при постійній кутовій швидкості повороту крана:

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 - m \omega^2 x_1 = F - \frac{mg}{l}(x_1 - x); \\ m \ddot{x} - m \omega^2 x = \frac{mg}{l}(x_1 - x). \end{cases} \quad (6)$$

З другого рівня системи (6) виразимо координату  $x_1$  через координату  $x$  та її похідні за часом, в результаті чого отримуємо:

$$x_1 = x + \frac{l}{g}(\ddot{x} - \omega^2 x). \quad (7)$$

Взявши похідні за часом, від виразу (7), будемо мати:

$$\dot{x}_1 = \dot{x} + \frac{l}{g}(\ddot{x} - \omega^2 \dot{x}); \quad (8)$$

$$\ddot{x}_1 = \ddot{x} + \frac{l}{g}(\overset{IV}{x} - \omega^2 \ddot{x}). \quad (9)$$

Після підстановки виразів (7)-(9) в перше рівняння системи (6) знайдемо рушійну силу приводу візка:

$$F = m_1 \frac{l}{g} \overset{IV}{x} + (m_1 + m)(1 - \frac{l}{g} \omega^2) \ddot{x} - m \omega^2 (2 - \frac{l}{g} \omega^2) x. \quad (10)$$



За критерій оптимізації оберемо середньоквадратичне значення рушійної сили приводу візка:

$$F_{CK} = \left[ \frac{1}{t_n} \int_0^{t_n} F^2 dt \right]^{\frac{1}{2}} \rightarrow \min, \quad (11)$$

де  $t_n$  – тривалість режиму розгону механізму.

Умовою мінімуму критерію (11) є рівняння Пуассона, яке для критерію (11) приймає такий вигляд:

$$\overset{VIII}{x} + \overset{VI}{2a} x + (a^2 - 2b) \overset{IV}{x} - 2b\ddot{x} + b^2 x = 0, \quad (12)$$

де  $a$  та  $b$  – коефіцієнти, які визначаються таким чином:

$$a = \left( 1 + \frac{m}{m_1} \right) \left( \frac{g}{l} - \omega^2 \right), \quad b = \frac{m}{m_1} \omega^2 \left( 2 \frac{g}{l} - \omega^2 \right).$$

Для того, щоб розв'язати диференціальне рівняння (12) необхідно скласти характеристичне рівняння, яке у даному випадку буде мати такий вигляд:

$$r^8 + 2ar^6 + (a^2 - 2b)r^4 - 2br^2 + b^2 r = 0. \quad (13)$$

Характеристичне рівняння (13) неможливо розв'язати у радикалах, тому будемо шукати наближений розв'язок оптимізаційної задачі. Ситуація ускладнюється наявністю обмежень. У рамках даного дослідження будемо розглядати два варіанти обмежень. Перший варіант:

$$\begin{cases} \frac{F_{\max}}{F_{ном}} \leq \lambda; \\ F_{\min} \geq 0, \end{cases} \quad (14)$$

де  $F_{\max}$ ,  $F_{ном}$  та  $F_{\min}$  – відповідно максимальне, номінальне та мінімальне значення рушійного зусилля приводу механізму зміни вильоту вантажу;  $\lambda$  – перевантажувальна здатність приводу механізму зміни вильоту вантажу. Другий варіант обмежень запишемо у такому вигляді:

$$\begin{cases} \frac{F_{\max}}{F_{ном}} \leq \lambda; \\ P_{\min} \geq 0, \end{cases} \quad (15)$$

де  $P_{\min}$  – мінімальне значення потужності приводу механізму зміни вильоту вантажу. Обидва варіанти обмежень дозволяють врахувати перевантажувальну здатність приводу механізму зміни вильоту вантажу. Крім того, перший варіант обмежень вимагає, щоб рушійне

зусилля під час керованого режиму руху не змінювало знак. Другий варіант обмежень з точки зору енергетичних процесів означає те, що двигун приводу механізму не буде працювати в режимі генератора.

Для врахування вимог (14) та (15), а також вимоги мінімізації критерію (11) було сформовано два ( $Cr_1$  та  $Cr_2$ ) узагальнених критерії:

$$Cr_1 = F_{CK} + t_n \delta_t \delta_1 + (\tilde{C}r_{1.1} + \tilde{C}r_{1.2}) \delta_2, \quad (16)$$

$$Cr_2 = F_{CK} + t_n \delta_t \delta_1 + (\tilde{C}r_{2.1} + \tilde{C}r_{2.2}) \delta_2, \quad (17)$$

де  $\delta_1$ ,  $\delta_2$  – вагові коефіцієнти, які показують важливість мінімізації відповідних складових (у рамках даного дослідження прийнято  $\delta_1=10^4$  та  $\delta_2=10^6$ , що дало змогу забезпечити виконання умов (14) або (15) та мінімізацію тривалості перехідного режиму руху системи);  $\tilde{C}r_{1.1}$ ,  $\tilde{C}r_{1.2}$ ,  $\tilde{C}r_{2.1}$  та  $\tilde{C}r_{2.2}$  – критерії, які враховують обмеження (14) та (15) відповідно і які визначаються таким чином:

$$\tilde{C}r_{1.1} = \tilde{C}r_{2.1} = \begin{cases} \frac{F_{\max}}{F_{\text{НОМ}}} \delta_F & \text{якщо } \frac{F_{\max}}{F_{\text{НОМ}}} > \lambda; \\ 0, & \text{якщо } \frac{F_{\max}}{F_{\text{НОМ}}} \leq \lambda; \end{cases} \quad (18)$$

$$\tilde{C}r_{1.2} = \begin{cases} |F_{\min}| \delta_F, & \text{якщо } F_{\min} < 0; \\ 0, & \text{якщо } F_{\min} \geq 0; \end{cases}$$

$$\tilde{C}r_{2.2} = \begin{cases} |P_{\min}| \delta_P, & \text{якщо } P_{\min} < 0; \\ 0, & \text{якщо } P_{\min} \geq 0. \end{cases}$$

Для розв'язування поставлених оптимізаційних задач використаємо метод ME-PSO [7]. Для цього спочатку задамо базисну функцію, як розв'язок крайової задачі:

$$\begin{cases} \text{XIII} \\ x = 0; \\ \\ \\ \text{IV} \\ x(0) = \dot{x}(0) = \ddot{x}(0) = \ddot{\ddot{x}}(0) = x(0) = 0; \\ \\ \\ x\left(\frac{t_n}{2}\right) = x_{t_n/2}; \quad \dot{x}\left(\frac{t_n}{2}\right) = \dot{x}_{t_n/2}; \quad \ddot{x}\left(\frac{t_n}{2}\right) = \ddot{x}_{t_n/2}; \\ \\ \\ x(t_n) = \frac{v t_n}{2}; \quad \dot{x}(t_n) = v; \quad \ddot{x}(t_n) = \frac{v t_n}{2} \omega^2; \quad \ddot{\ddot{x}}(t_n) = v \omega^2; \quad \text{IV} \\ x(t_n) = 0, \end{cases} \quad (19)$$

де  $x_{t_n/2}$ ,  $\dot{x}_{t_n/2}$ ,  $\ddot{x}_{t_n/2}$  – положення, швидкість і прискорення вантажу у момент часу  $\frac{t_n}{2}$ . Кінцеві умови руху вантажу задані таким чином, щоб його коливання на гнучкому підвісі у момент часу  $t_n$  були відсутні.

Крім того, четверті похідні функції  $x$  за часом в моменти початку та закінчення керованого режиму руху дозволяють отримати нульове значення динамічної складової рушійного зусилля. Це впливає із рівнянь руху системи. Розв'язок крайової задачі (19) має значний об'єм і тому тут не наведений.

Вкажемо області пошуку аргументів: для  $x_{t_n/2}$  від 0 до  $5v$ ; для  $\dot{x}_{t_n/2}$  від 0 до  $v$ ; для  $\ddot{x}_{t_n/2}$  від  $2,5v$  до  $2,5v$ ; для  $t_n$  від 2 до 10.

Всі розрахунки виконані при параметрах системи:  $l=10$  м;  $m_1=300$  кг;  $m=5000$  кг;  $v=0,84$  м/с;  $\omega=0,066$  рад/с;  $J_0=5,5 \cdot 10^6$  кг·м<sup>2</sup>. У результаті роботи методу ME-PSO отримано значення величин  $x_{t_n/2}=0,296$  м,  $\dot{x}_{t_n/2}=0,420$  м/с,  $\ddot{x}_{t_n/2}=-0,312$  м/с<sup>2</sup> та тривалість розгону  $t_n=2,39$  с для випадку обмежень (14).

Для випадку обмежень (15) отримано такі значення:  $x_{t_n/2}=0,473$  м,  $\dot{x}_{t_n/2}=0,455$  м/с,  $\ddot{x}_{t_n/2}=0,072$  м/с<sup>2</sup> тривалість розгону  $t_n=4,53$  с. Ефективність роботи алгоритму ME-PSO підтверджується графіками, які показують зменшення критеріїв (16) та (17) (рис. 2).

З рис. 2 видно, що вже на перших ітераціях роботи алгоритму виконується досить швидка мінімізація величин оптимізаційних критеріїв (14) та (15). Наступні ітерації не призводять до суттєвого зменшення величини оптимізаційних критеріїв. Для ілюстрації отриманих результатів на рис. 3 та 4 наведено графічні залежності кінематичних, силових та енергетичних характеристик руху механізму змін вильоту вантажу баштового крана liebherr 140 hc [8].

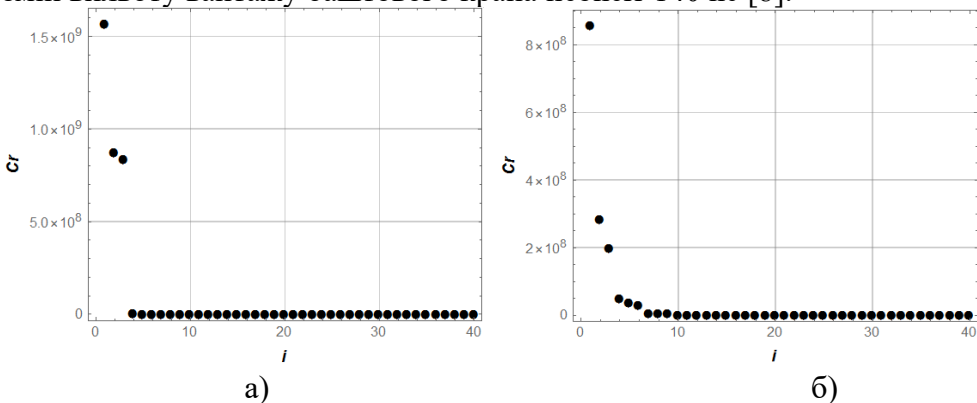


Рисунок 2 – Графіки зменшення величин: критерію (16) (а), критерію (17) (б)

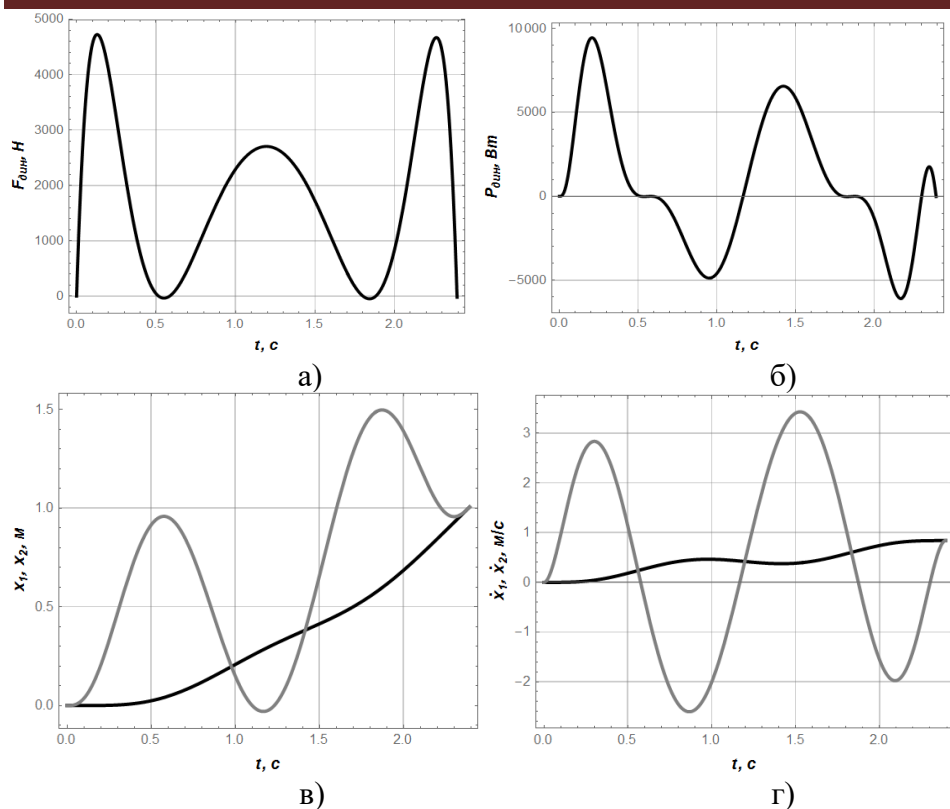
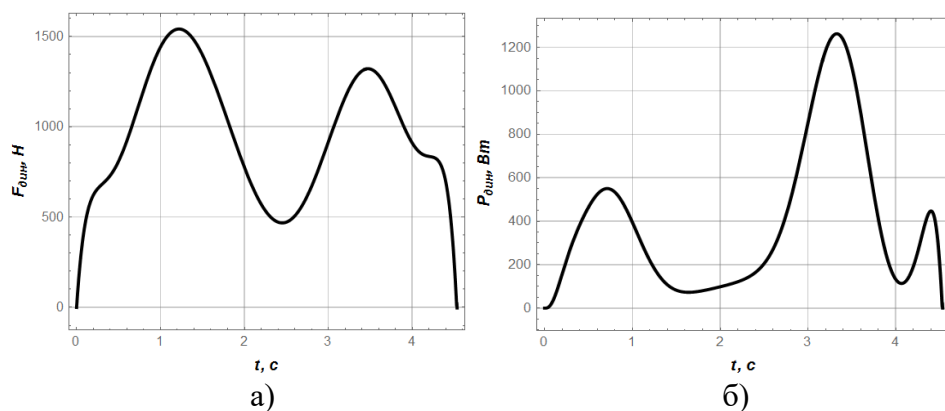


Рисунок 3 – Графіки кінематичних, силових та енергетичних характеристик руху механізму зміни вильоту вантажу при обмеженнях (14): динамічна складова рушійного моменту приводу (а); потужність приводу необхідна на подолання динамічної складової сили опору (б); положення візка (чорна лінія) та вантажу (сіра лінія) (в); швидкості візка (чорна лінія) та вантажу (сіра лінія) (г)



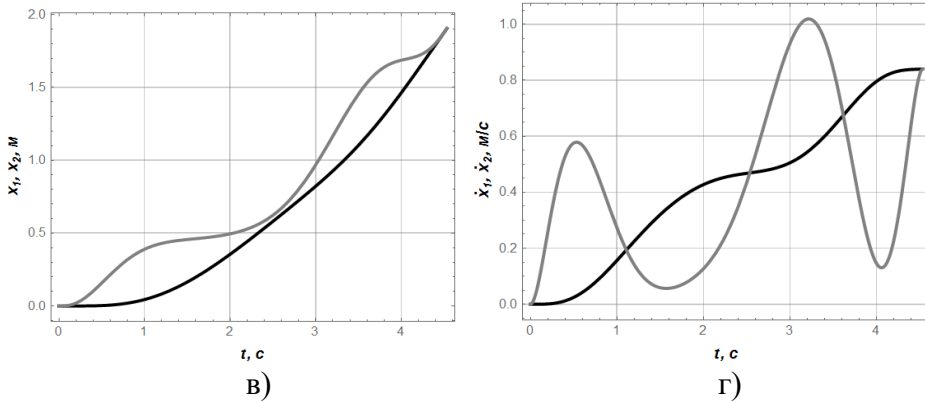


Рисунок 4 – Графіки кінематичних, силових та енергетичних характеристик руху механізму зміни вильоту вантажу при обмеженнях (15): динамічна складова рушійного моменту приводу (а); потужність приводу необхідна на подолання динамічної складової сили опору (б); положення візка (чорна лінія) та вантажу (сіра лінія) (в); швидкості візка (чорна лінія) та вантажу (сіра лінія) (г)

Для чисельної оцінки отриманих режимів зміни вильоту вантажу було розраховано дані, які занесену до таблиці 4.

Таблиця 4 – Чисельні значення оптимальних законів руху системи

Параметр	Обмеження	
	(14)	(15)
Максимальне значення рушійного зусилля, Н	4726	1541
Мінімальне значення рушійного зусилля, Н	0	0
Максимальне значення потужності приводу, Вт	9441	1262
Мінімальне значення потужності приводу, Вт	-6085	0
Максимальна різниця положень візка і вантажу, м	0,919	0,364
Середньоквадратичне значення рушійного зусилля, Н	2307	1012
Середньоквадратичне значення потужності приводу, Вт	3991	522
Середньоквадратичне значення різниці положень візка і вантажу, м	0,534	0,222
Значення оптимізаційного критерію	50178	91685

Аналіз даних, які наведені у табл. 4, а також графіків на рис. 3 та рис. 4 дозволяє зробити наступний висновок: обмеження на мінімальне значення потужності (15) є більш жорсткими. Для їх задоволення тривалість перехідного режиму руху повинна бути довшою, що може викликати зменшення продуктивності роботи крана. З іншої сторони, обмеження (14) не такі жорсткі і для їх задоволення можна виконувати розгін механізму зміни вильоту вантажу за менший

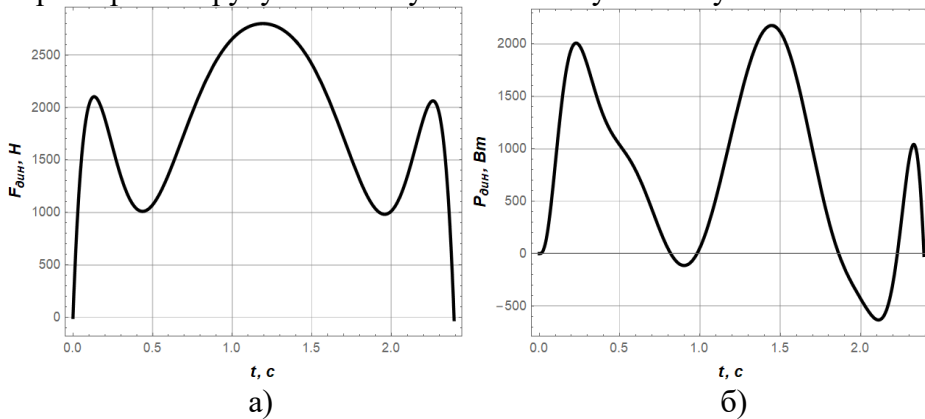
час. У свою чергу це викликає збільшення небажаних силових та енергетичних показників руху системи.

Для того, щоб використати прямий варіаційний метод необхідно задати базисну функцію, на якій буде виконано пошук наближеного розв'язку задачі. Для того, щоб забезпечити рівність умов оберемо базисну функцію, тобто ту, яка є розв'язком крайової задачі (19). У відповідності до прямого варіаційного методу [9] необхідно із використанням базисної функції та її вищих похідних за часом сформулювати підінтегральний вираз критерію, тобто вираз  $F^2$ . Надалі отримано вираз інтегрального функціоналу (критерію), який є функцією невідомих параметрів базисної функції  $F_{CK} = f(x_{t_n}/2, \dot{x}_{t_n}/2, \ddot{x}_{t_n}/2)$ . Після цього було знайдено частинні похідні  $F_{CK}$  за невідомими параметрами базисної функції. Отримані вирази прирівняли до нуля і отримали систему алгебраїчних рівнянь:

$$\begin{cases} \frac{\partial F_{CK}}{\partial x_{t_n}/2} = 0; \\ \frac{\partial F_{CK}}{\partial \dot{x}_{t_n}/2} = 0; \\ \frac{\partial F_{CK}}{\partial \ddot{x}_{t_n}/2} = 0; \end{cases} \quad (20)$$

У результаті розв'язку системи лінійних рівнянь (20) отримано значення  $x_{t_n}/2, \dot{x}_{t_n}/2, \ddot{x}_{t_n}/2$ , які мінімізують значення критерію  $F_{CK}$ . Отримані значення мають значний об'єм і тому тут не наведені.

Для ілюстрації отриманих результатів на рис. 5 та 6 наведено графічні залежності кінематичних, силових та енергетичних характеристик руху механізму змін вильоту вантажу.



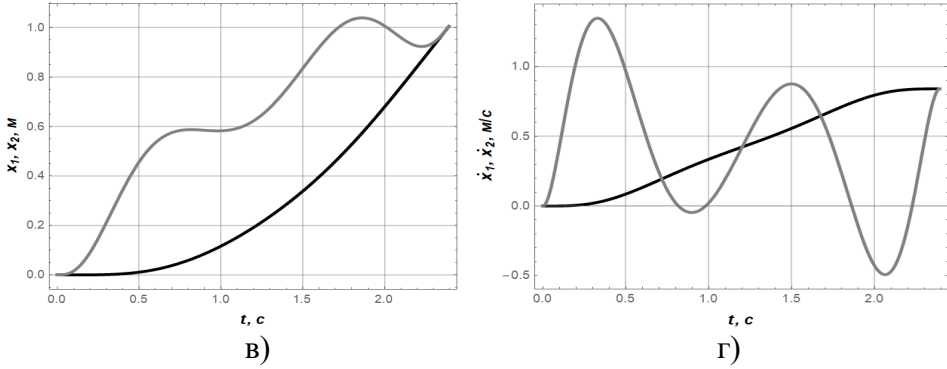


Рисунок 5 – Графіки кінематичних, силових та енергетичних характеристик руху механізму зміни вильоту вантажу при обмеженнях (14): динамічна складова рушійного моменту приводу (а); потужність приводу необхідна на подолання динамічної складової сили опору (б); положення візка (чорна лінія) та вантажу (сіра лінія) (в); швидкості візка (чорна лінія) та вантажу (сіра лінія) (г)

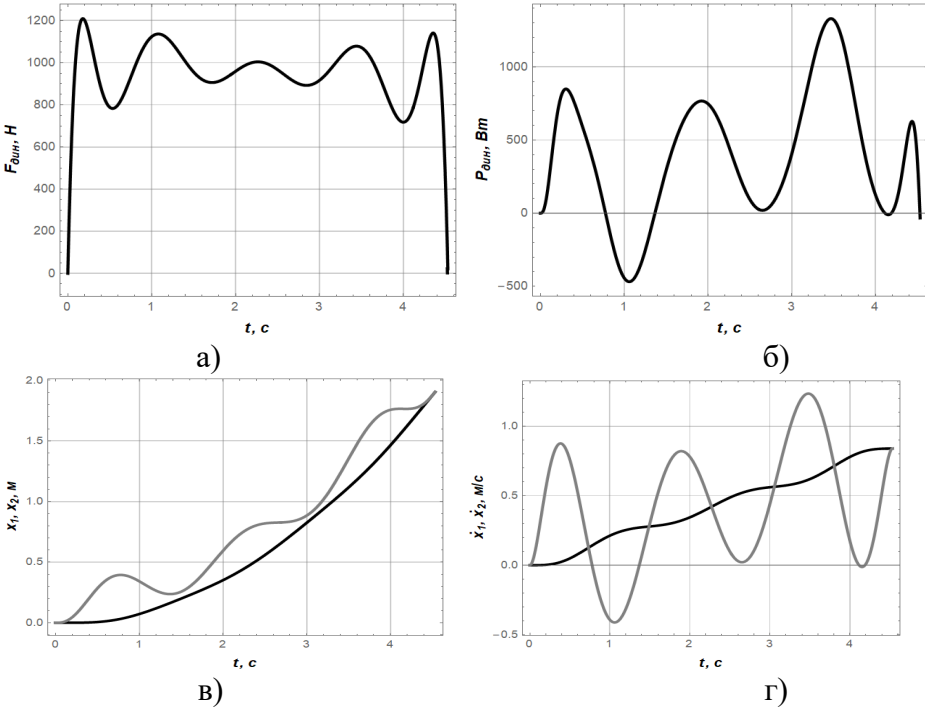


Рисунок 6 – Графіки кінематичних, силових та енергетичних характеристик руху механізму зміни вильоту вантажу при обмеженнях (15): динамічна складова рушійного моменту приводу (а); потужність приводу необхідна на подолання динамічної складової сили опору (б); положення візка (чорна лінія) та вантажу (сіра лінія) (в); швидкості візка (чорна лінія) та вантажу (сіра лінія) (г)

Порівняльний аналіз даних, що наведені у табл. 4 та 5, а також графіків, які зображено на рис. 5-6, показує, що використання прямого

варіаційного методу для випадку використання обмежень (14) дозволяє лише на 0,7 % зменшити величину оптимізаційного критерію, що є несуттєвим. З іншої сторони, прямий варіаційний метод не дозволяє врахувати обмеження (15), тобто мінімальна потужність приводу має від'ємне значення. Це, у свою чергу, викликає суттєве (на порядки) збільшення оптимізаційного критерію (табл. 5).

Таблиця 5 – Чисельні значення оптимальних законів руху системи

Параметр	Обмеження	
	(14)	(15)
Максимальне значення рушійного зусилля, Н	2800	1209
Мінімальне значення рушійного зусилля, Н	0	0
Максимальне значення потужності приводу, Вт	2177	1330
Мінімальне значення потужності приводу, Вт	-634	-468
Максимальна різниця положень візка і вантажу, м	0,538	0,366
Середньоквадратичне значення рушійного зусилля, Н	1946	962
Середньоквадратичне значення потужності приводу, Вт	1133	589
Середньоквадратичне значення різниці положень візка і вантажу, м	0,401	0,217
Значення оптимізаційного критерію	49816	$4,580 \cdot 10^8$

Перевагою застосування прямого варіаційного методу для даної задачі є зменшення (у сенсі динамічних складових відповідних силових та енергетичних характеристик): до 1,68 разів максимального значення рушійного зусилля, до 4,33 разів максимального значення потужності приводу, до 1,7 разів максимальної різниці положень візка і вантажу. Середньоквадратичні значення зменшились також: до 1,18 рази по рушійному зусиллю, до 3,55 по потужності приводу, до 1,33 рази по різниці положень візка і вантажу. Таким чином, застосування прямого варіаційного методу доцільне у випадках коли на параметри руху системи не накладаються обмеження.

### Висновки.

Проведено синтез математичної моделі режиму зміни вильоту вантажу баштового крана при постійній швидкості його повороту, яка використана для розв'язування оптимізаційної задачі. Із використанням прямого варіаційного методу та методу ME-PSO знайдено наближені розв'язки задач синтезу оптимального режиму руху механізму зміни вильоту вантажу баштового крана. Отримані результати дозволяють усунути коливання вантажу на гнучкому підвісі та мінімізувати середньоквадратичне значення рушійного зусилля приводу механізму. Порівняння отриманих результатів дозволило встановити, що застосування прямого варіаційного методу доцільне у



випадках коли на параметри руху системи не накладаються обмеження.

### Список використаної літератури

1. Deutsches Patent- und Markenamt: веб-сайт. URL: <https://depatisnet.dpma.de/DepatisNet/depatisnet?action=einsteiger> (доступ 07.02.2020).
2. Гохберг М.М. Металлические конструкции подъемно-транспортных машин / М.М. Гохберг. Ленинград. Машиностроение. 1969. – 520 с.
3. Казак С.А. Динамика мостовых кранов / С.А. Казак. Москва. Машиностроение. 1968. – 332 с.
4. Іванченко Ф.К. Підйомно-транспортні машини / Ф.К. Іванченко. Київ. Вища школа. 1993. – 413 с.
5. Герасимьяк Р.П. Анализ и синтез крановых электромеханических систем / Р.П. Герасимьяк, В.А. Лещёв. Одесса. СМІЛ. 2008. – 192 с.
6. Григоров О.В. Вантажопідйомні машини: навчальний посібник / О.В. Григоров, Н.О. Петренко. Харків. НТУ „ХПІ”. 2006. – 304 с.
7. Romasevych Y., Loveikin V. A Novel Multi-Epoch Particle Swarm Optimization Technique. / Y. Romasevych, V. Loveikin. Bulgarian academy of sciences. Cybernetics and information technologies. Vol. 18. No. 3. 62–74.
8. Баштовий кран Liebherr 140 HC / URL: <https://cranemarket.com/specs/liebherr/140-hc> (дата звернення 07.02.2020).
9. Ловеїкін В.С. Оптимізація перехідних режимів руху механічних систем прямим варіаційним методом / В.С. Ловеїкін, Ю.О. Ромасевич. – К.; Ніжин: Видавець ПП Лисенко М.М., 2010. – 184 с.

### OPTIMIZATION OF THE LUFFING OF THE TOWER CRANE DURING A CONTINUOUS SPEED OF ITS SLEWING

Loveikin V.S., Romasevych Yu.A., Mushtyn D.I.

*National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine*

**Abstract.** Optimization of the start-up mode of the luffing mechanism of tower crane during continuous speed of its slewing has been carried out in the article. In order to do this, Lagrange equations have been used. They allowed to obtain the equations of movement of the luffing mechanism. A criterion for minimization has been selected. It reflects the root-mean-square value of the driven force. Its minimization allowed

decreasing the total level of the dynamic loads in the elements of the mechanism. In the optimal control problem statement have been used two constrains: on maximum and minimum drive forces and on the minimum power of the drive.

In order to carry out the optimization procedure the basis function has been used. It provides desired boundary conditions of the reduced masses movement. It allowed eliminate load's oscillations. Basis function includes three unknown parameters. They have been calculated in such a way, that they provide minimization of the criterion. In order to minimize it two methods have been used: numerical (ME-PSO method) and analytical (direct variational method).

Obtained results were presented in the form of plots. Analysis of those allowed to stated the smoothness of the energetic, dynamic and kinematic characteristics of the system movement. It provides quite simple realization of the results in practice. The comparison analysis of results of criterion minimization has been carried out. It has been stated that using of the direct variational method leads to worse results, but it allows to takes into account constraints.

**Keywords:** optimization, control, luffing, oscillation, rotation, criterion.

УДК 621.87

DOI: 10.15276/pidtt.2.63.2020.03

Лаврик В. П., Суглобов В. В., Шишкін В. В., Лоза А. В.

*ДВНЗ «Приазовський державний технічний університет»**Підйомно-транспортна академія наук України*

## **ПІДВИЩЕННЯ ЕКСПЛУАТАЦІЙНОЇ НАДІЙНОСТІ І ДОВГОВІЧНОСТІ РОБОЧИХ ОРГАНІВ ЕКСКАВАТОРА ЕКГ-5**

***Анотація.** В статті розглянуті умови надійної роботи кар'єрного екскаватора ЕКГ-5 і причини виходу з ладу зубів ковшів. Проаналізовані можливі конструкції зубів ковша, що застосовуються при виїмці і вантаженні скельних порід, визначена найбільш перспективна їх конструкція. В роботі описаний спосіб підвищення довговічності зубів ковша за рахунок їх зносостійкого електродугового наплавлення. При цьому, нанесення на робочу поверхню зубів зносостійкого наплавного шару може бути здійснене ручним, напівавтоматичним і автоматичним способом.*

***Ключові слова:** екскаватор, зуби ковша, ударно-абразивний знос, зносостійкість, порошковий дріт, порошкова стрічка, наплавлення.*

**Вступ.** Основним робочим органом кар'єрного гусеничного екскаватора є ківш з укріпленими в ньому зубами. Екскаватор ЕКГ-5 призначений для виїмки і вантаження в транспорт важких скельних порід, сипких і кускових матеріалів. Робота екскаватора з тупими зношеними зубами спричиняє прискорений знос механізмів машини. При рівні граничного зносу зубів 50...60% від висоти, що виступає над різальною кромкою передньої стінки ковша, опір проникненню ковша в породу зростає до 230 %. Підвищити термін служби зубів ковша екскаватора можна шляхом вдосконалення конструкції різальної частини зубів з подальшим зміцненням їх робочої поверхні [1,2,3].

Мета роботи полягає у обґрунтуванні доцільності підвищення довговічності робочих органів кар'єрного екскаватора ЕКГ-5 з використанням зносостійкого наплавлення зубів з плоскими гранями.

### **Виклад основного матеріалу**

Кар'єрний гусеничний екскаватор ЕКГ-5 призначений для виїмки і вантаження в транспорт важких скельних порід, задалегідь розпушених вибухом. Різальним елементом екскаватора є ківш, обладнаний п'ятьма зубами (вага зуба близько 120 кг). Зуби виготовляються з марганцевистої сталі 110Г13Л, яка відрізняється високою ударною в'язкістю і зносостійкістю в наклепаному стані.



Рисунок 1 – Ківш екскаватора ЕКГ-5

В процесі експлуатації зуби ковшів піддаються посиленому ударно-абразивному зносу і вимагають частій заміни. Комплект з п'яти зубів зношується і вимагає заміни через 2-5 діб. Така низька стійкість пояснюється високою абразивністю розпушеної вибухом породи і значними питомими навантаженнями при вантаженні в транспорт [4,5].

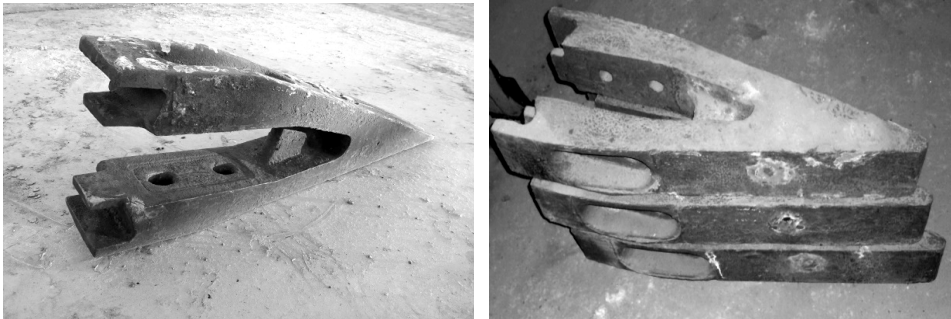


Рисунок 2 – Зовнішній вигляд нових зубів екскаватора ЕКГ-5

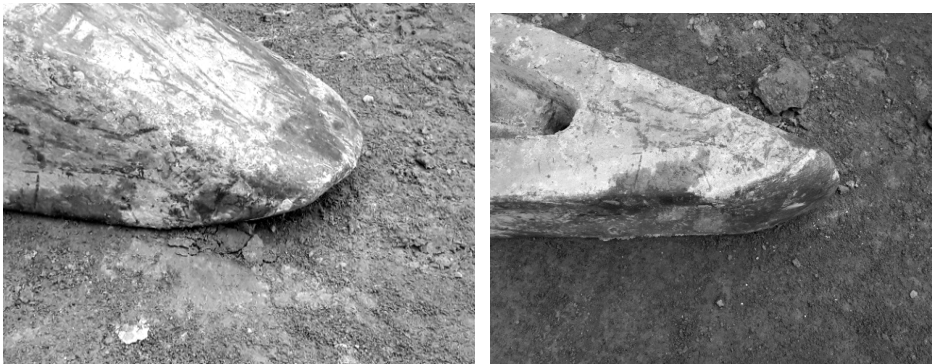


Рисунок 3 – Зовнішній вигляд зношених зубів екскаватора

На знос зубів ковша впливають наступні чинники:

- фізико-хімічні властивості сталі;
- властивості і температура ґрунту (твердість, розмір часток ґрунту, міра його однорідності);
- навантаження на зуб в процесі роботи.

Великий вплив на роботу екскаватора робить абразивність порід [6,7]. Абразивність знаходиться в прямій залежності від твердості часток ґрунту. Найбільшу абразивність мають тверді скельні породи. В деяких випадках сипкі і зв'язні ґрунти так само є високо абразивними. Причиною абразивного зносу поверхні зубів ковша є багатократна пластична деформація мікрооб'ємів металу, яка призводить до втомного руйнування, а згодом і відділення часток металу від поверхневого шару. Тривала робота екскаватора при температурі від  $+20^{\circ}\text{C}$  до  $-10^{\circ}\text{C}$  збільшує швидкість зношування зубів майже в 2 рази. Робота при температурі  $-40^{\circ}\text{C}$  сприяє збільшенню зносу в 3 рази в порівнянні з умовами роботи в теплий період.

На думку ряду дослідників знос верхньої і нижньої ділянок зубів в процесі тривалої роботи по виїмці і вантаженні скельних порід розрізняється. Верхня сторона зуба піддається ударно-абразивному зносу. В цих умовах швидкість руйнування сталі істотно уповільнюється за рахунок наклепу. Нижня грань в процесі роботи випробовує тільки абразивний знос. Зносостійкість металу тут не зростатиме і є порівняною із зносостійкістю вуглецевих сталей.

Таким чином, здатність до наклепу високо марганцевистої сталі сприятливо позначається на підвищенні зносостійкості верхньої поверхні зуба і ніяк не впливає на зносостійкість нижній.

На думку ряду авторів, виготовлення зуба ковша цілком зі зносостійкого матеріалу економічно недоцільно. Набагато ефективніше зміцнити робочі грані зубів екскаватора ЕКГ-5 нанесенням зносостійкого шару за допомогою високопродуктивного способу широкошарового електродугового наплавлення.

Крім того, підвищити термін служби зубів ковша екскаватора можна шляхом вдосконалення конструкції різальної частини зубів [8,9] з подальшим зміцненням їх робочої поверхні.

На підставі характеру руйнування зубів, теорії різання ґрунтів можуть бути запропоновані наступні конструкції:

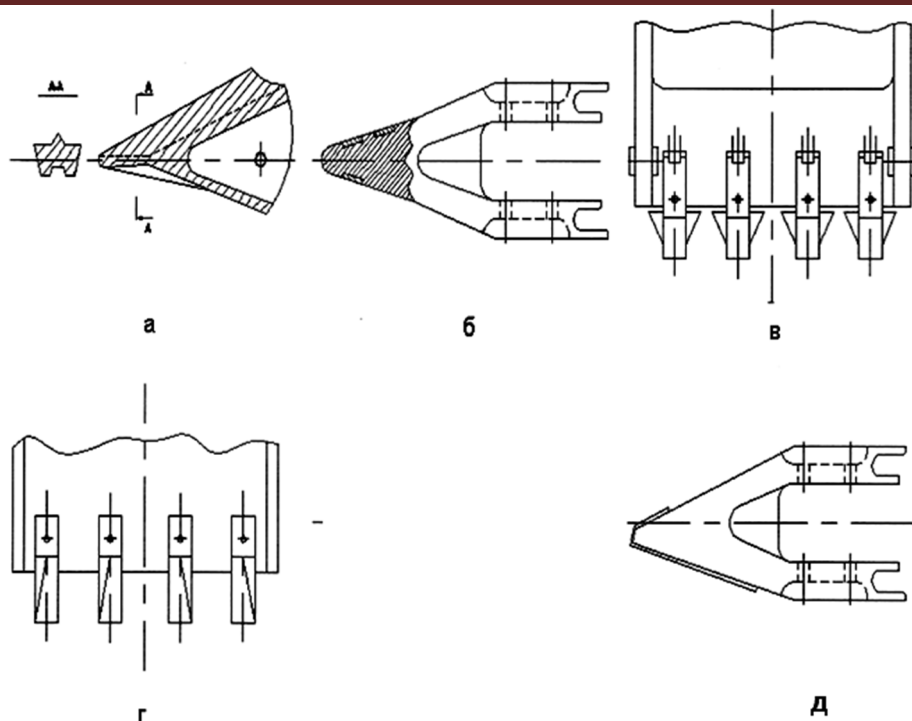


Рисунок 4 – Конструкції зубів ковша екскаватора:

а - зуб з гребенем і западиною змінної глибини; б - зуб із зносостійкими пластинами на верхній і нижній гранях, в - зуб з протекторами на бічних гранях; г - зуб з косими гребенями на верхніх гранях; д - зуб з плоскими гранями і широкошаровим наплавленням на верхній і нижній грані

На першому фрагменті (рис. 4, а) представлений зуб машини для будівельних і дорожніх робіт з гребенем і западиною змінної глибини. Наявність гребеня на передній грані сприяє збільшенню міцності різальної частини зуба і його зносостійкості. Западина на задній грані знижує площу зносу. Проте при розробці скельних порід і ґрунтів із скельними включеннями при використанні такої конструкції зуба можливі відколи, деформація і руйнування гребеня. Відновити поверхню робочого шару можна лише за допомогою ручного наплавлення.

З метою підвищення експлуатаційної надійності і довговічності зубів запропоновано зміцнювати їх поверхні за рахунок розміщення зносостійких пластин в поглибленнях на поверхні зубів (рис. 4, б). На думку авторів пропозиції ця конструкція дозволяє підвищити міцність найбільш навантажених ділянок. Але в процесі виїмки і вантаження скельних порід вказані пластини можуть випадати з поглиблень або можливе їх заклинювання в поглибленнях, що ускладнює їх заміну.

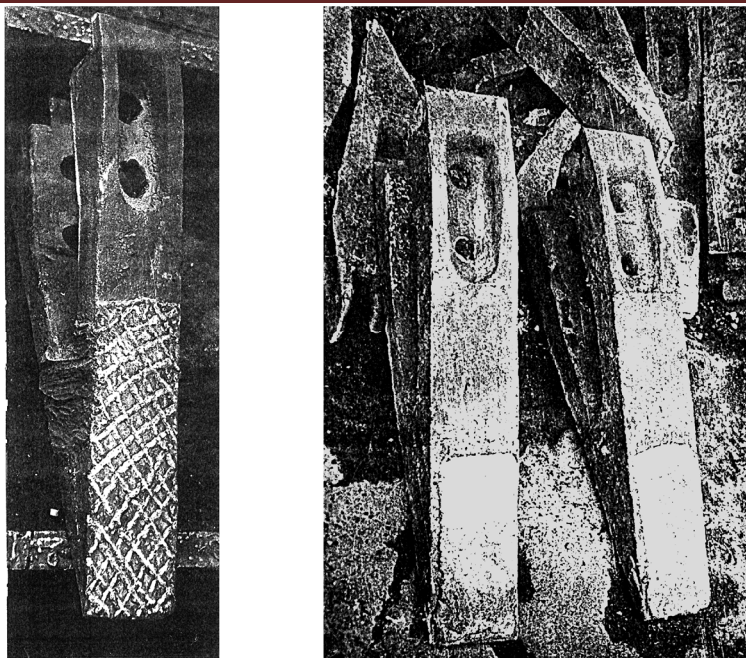


Відома також конструкція зубів з протекторами (рис. 4, в) і зі зміщенням гребенів на передніх гранях (рис. 4, г). Подібні схеми сприяють зміщенню потоку ґрунту до центральної частини ковша і зменшення його втрат при завантаженні, кращому заповненню ковша. Але така конструкція зубів більше підходить до вантаження сипких матеріалів.

З приведених варіантів конструкцій зубів ковша екскаватора для виїмки і вантаження важких скельних порід найбільш перспективними є зуби з плоскими широкими гранями (рис. 4, д) з подальшим їх широкошаровим наплавленням.

Ефективним способом підвищення терміну служби зубів екскаватора є зміцнення їх робочої поверхні наплавленням зносостійкими сплавами. Відомі багато способів нанесення зносостійких покриттів при відновленні і зміцненні деталей [10,11,12]. Основними з них є: ручне дугове наплавлення покритими електродами, напівавтоматичне і автоматичне наплавлення порошковою стрічкою і автоматичне широкошарове наплавлення стрічкою суцільного перерізу по шару шихти. Вибір конкретного способу залежить від наявної кількості землерийних, дорожніх машин в організації (на підприємстві) і об'єму відновних робіт, технічної оснащеності ремонтних майстерень і служб.

Спосіб ручного дугового наплавлення є універсальним, оскільки дозволяє реалізувати ремонт зубів не лише на спеціально обладнаній ділянці, але і безпосередньо на місці роботи екскаватора, не роблячи їх демонтаж [10]. Застосування цього способу доцільне у разі наплавлення у важкодоступних місцях і при наявності нерівномірності поверхні зносу по ширині зуба. Процес відновлення і зміцнення зубів з високо марганцевистої сталі 110Г13Л має виконуватися з мінімальним тепловим вкладенням і без підігрівання. Для виконання ручного наплавлення можуть бути використані електроди марок Т-590 і Т-620. До складу легуючих елементів входить хром, кремній, марганець і інші. Товщина одного наплавленого шару складає 4-5 мм. За відсутності термічної обробки твердість наплавленого валика складає 58-64 HRC. Схема розташування наплавлених валиків на поверхні зубів може бути різною: у вигляді окремих валиків, що чергуються з проміжками, рівними ширині шва, або у вигляді «ромбів» (рис. 5, а). В останньому випадку матеріал зубів піддається меншому тепловому вкладенню. При використанні зубів, відновлених за вказаною схемою, великі тверді породи контактуватимуть з вершинами зміцнених наплавленням валиків.



а

б

Рисунок 5 – Зуби ковша екскаватора ЕКГ-5 після ручного дугового наплавлення (а) і широкошарового наплавлення (б)

Головним достоїнством способу напівавтоматичного або автоматичного наплавлення із застосуванням порошкової стрічки є висока продуктивність процесу відновлення зубів, невелика глибина проплавлення виробу і мала доля участі основного металу в напавленому [11]. Завдяки постійному переміщенню дуги по торцю стрічки глибина проплавлення основного металу є меншою, ніж при напавленні штучним електродом або дротом. Зносостійке напавлення цим способом дозволяє економно витратити дорогий напавлювальний матеріал, що містить легуючі елементи. Найбільш оптимальною шириною порошкової стрічки є 20-30 мм. Для виконання напівавтоматичного і автоматичного напавлення може бути використана порошкова стрічка марки ПЛ-АН-101, що містить хром, нікель, марганець і забезпечує твердість 50-56 HRC.

Більш високу продуктивність відновлення і зміцнення зубів має автоматичне широкошарове напавлення стрічкою суцільного перерізу по шару шихти [13,14]. В цьому випадку використовується стрічка з мало вуглецевої сталі шириною 40-60 мм і легуюча шихта. Шихта є сумішшю розмолотих феросплавів. Цей спосіб має ряд переваг:

- забезпечується безперервність процесу;
- досягається порівняно мала глибина проплавлення виробу і економна витрата легуючих елементів;
- якісно формується напавлений шар (рис. 5, б).



Для забезпечення максимальної зносостійкості зуби наплавляються з двох сторін. Пропонований спосіб відновлення і зміцнення зубів дозволяє здійснювати однопрохідне наплавлення шару товщиною 8 мм, забезпечує рівномірний розподіл тепло вкладення, високу хімічну однорідність наплавленого шару.

### Висновки

В роботі розглянуті основні види зносу зубів ковша екскаватора і причини їх виходу з ладу. Виконано аналіз існуючих конструкцій зубів ковша екскаватора і вибрана найбільш оптимальна їх конструкція. Запропоновані способи зносостійкого наплавлення можуть бути використані для збільшення терміну служби зубів і підвищення продуктивності роботи кар'єрного екскаватора.

### Список використаної літератури

1. Ветров Ю.А. Резание грунтов землеройными машинами / Ю.А. Ветров. – М. : Машиностроение, 1971 – 357 с.
2. Федоров Д.И. Надежность рабочего оборудования землеройных машин / Д.И. Федоров, Б.А. Бондарович. – М. : Машиностроение, 1981 – 280 с.
3. Подэрни Р.Ю. Горные машины и комплексы для открытых работ / Р.Ю. Подэрни. – М. : Недра, 1985 – 544 с.
4. Волков Д. П. Динамика и прочность одноковшовых экскаваторов / Д. П. Волков. – М. : Машиностроение, 1965 – 463 с.
5. Арсеньев А.И. Проектирование горных работ при открытой обработке месторождений / А.И. Арсеньев., Г.А. Холодняков – М. : Недра, 1994 – 336 с.
6. Федоров Д. И. Рабочие органы землеройных машин / Д. И. Федоров, – М. : Машиностроение, 1990 – 360 с.
7. Симаков Н.Е. Анализ загрузок на рабочее оборудование одноковшового гидравлического экскаватора / Н. Е. Симаков // Механизация строительства., 1992 – №12. – С. 11- В.
8. Дрок А. И. Новая конструкция зубьев экскаватора ЭКГ – 4 для скальных пород.// Строительные и дорожные машины. 1962. - № 9. – С. 14-15.
9. Подэрни Р.Ю. Механическое оборудование карьеров / Р.Ю. Подэрни. – М. : изд. МГГУ , 2007 – 680 с.
10. Юзвенко Ю.А., Увеличение срока службы зубьев ковшей экскаваторов наплавкой порошковой проволокой / Ю.А. Юзвенко., В.П. Шимановский., А.В. Мельник / Автоматическая сварка: междунаrodn. научн. - техн. журнал. - 1966. - №5 - С. 68-69.
11. Кравцов Т.Г. Электродуговая наплавка электродной лентой / Т.Г. Кравцов. – М. : Машиностроение, 1978 – 168 с.

12. Дудко Д.А., Наплавка и армирование зубьев ковшей экскаваторов износостойким композиционным сплавом / Д.А. Дудко., В.И. Максимович., И.В. Нетеса., П.В. Мазиенко., В.И. Зеленин. / Сварочное производство: международн. научн. - техн. журнал. - 1977.- №6.- С. 16-18.

13. Лаврик В.П., Повышение качества наплавки двумя ленточными электродами / В.П. Лаврик., Л.К. Лещинский. / Сварочное производство: международн. научн. - техн. журнал. - 1984.- №12.- С 12-14.

14. Лаврик В.П., Влияние теплофизических свойств расплава ленточного электрода на характер проплавления металла при широкослойной наплавке / В.П. Лаврик., Л.К. Лещинский., И.И. Пирч. / Сварочное производство: международн. научн. - техн. журнал. - 1985. №13.- С. 12 -14

## ENHANCEMENT OF OPERATIONAL RELIABILITY AND DURABILITY OF WORKING BODIES OF EXCAVATOR ECG-5

Lavryk V. P., Suhlovov V. V., Shishkin V. V., Loza A. V.  
*Priazovskyi State Technical University*

**Annotation.** The article discusses the conditions for reliable operation of a quarry excavator and the reasons for the failure of the bucket teeth. The main factors that significantly affect tooth wear are described. The difference in the degree of wear of the upper and lower faces of the teeth is established. An analysis of the possible designs of the bucket teeth during excavation and loading of rock, the most promising design is proposed.

It is noted that it is not economically feasible to manufacture it entirely from a wear-resistant material. The work describes a method of increasing the durability of the working bodies of the ECG-5 using wear-resistant surfacing electric arc. It is possible to apply a wear-resistant layer on the working surface of the teeth using manual, semi-automatic and automatic surfacing. The advantages and disadvantages of each of the proposed methods of hardening are compared.

**Key words:** excavator, bucket teeth, impact-abrasive wear, wear resistance, cored wire, cored tape, surfacing.

УДК 621.878

DOI: 10.15276/pidtt.2.63.2020.04

Венцель Є. С.<sup>1</sup>, Євтушенко, А. В.<sup>2</sup>, Щукін О. В.<sup>1</sup>, Орел О. В.<sup>1</sup><sup>1</sup>Харківський національний автомобільно-дорожній університет<sup>2</sup>Український державний університет залізничного транспорту

## ВИЗНАЧЕННЯ МІНІМАЛЬНО ПРИПУСТИМОЇ КОНЦЕНТРАЦІЇ ПРИСАДКИ ДФ-11 У РОБОЧІ РІДИНИ ГІДРОПРИВОДІВ

**Анотація.** *Визначено мінімально припустиму концентрацію присадки ДФ-11 у робочих рідинах гідроприводів підйомно-транспортних, будівельних і дорожніх машин. Доведено, що найкращі протизношувальні властивості випробуваних робочих рідин мають місце при концентрації присадки ДФ-11 0,4% (по об'єму). Подальше збільшення концентрації присадки ДФ-11 адекватно не покращує протизношувальні властивості робочих рідин. Встановлено, що додавання присадки ДФ-11 концентрацією 0,4% позитивно впливає на протикорозійні властивості випробуваних робочих рідин.*

**Ключові слова:** *робоча рідина, присадка, протизношувальні властивості, концентрація, машина тертя, протикорозійні властивості.*

**Постановка проблеми.** Відомо, що в гідроприводах підйомно-транспортних, будівельних, дорожніх і інших машин в якості робочої рідини (РР) широко використовуються індустріальні та спеціальні мастила, більшість яких має у своєму складі багатофункціональну (протизношувальну і протикорозійну) присадку ДФ-11. Але на жаль, ця присадка з часом експлуатації спрацьовується, що суттєво відбивається на властивостях РР [1–3]. Це підвищує інтенсивність зношування пар тертя елементів гідроприводів і певній мірі за рахунок цього обмежує строки використання РР у вищезазначених машинах.

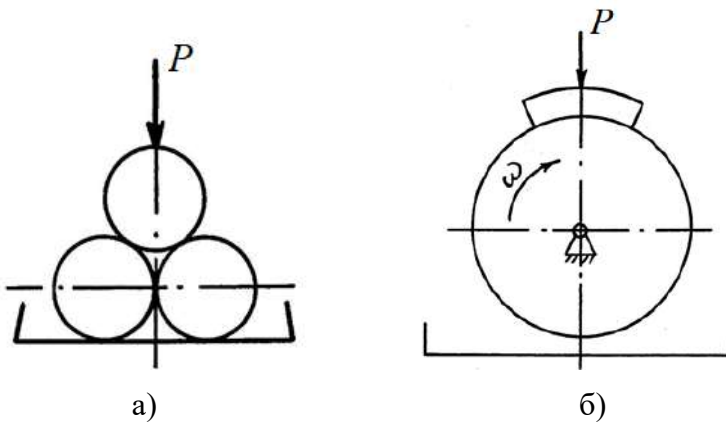
Існує низка досліджень [1–4] щодо доцільності дозованого введення присадок до мастил замість спрацьованих. Але всі ці дослідження торкаються, головним чином, моторних мастил, для яких достатньо детально розглянуті питання мінімально припустимої концентрації присадок, при якій моторне мастило може продовжити експлуатувати, бо величина інтенсивності зношування пар тертя двигунів має мінімальне значення. Все це торкається, головним чином, миючих присадок, які не використовуються в РР. Слід зазначити також, що умови роботи моторних мастил в двигунах

внутрішнього згоряння та РР в гідроприводах абсолютно різні за температурою, тиском і ін. Тому результати досліджень моторних мастил не можна переносити до РР та присадки ДФ-11, для яких такі дослідження не проводились. Безумовно, дозоване введення присадок до РР може стати перспективним напрямком покращення їх властивостей. Але насамперед необхідно визначити, яка концентрація присадки ДФ-11 є мінімально необхідною, щоб забезпечити нормальне існування гідроприводів.

**Метою роботи** є визначення мінімально припустимої концентрації присадки ДФ-11 у РР для забезпечення задовільних експлуатаційних (протизношувальних і протикорозійних) їх властивостей під час експлуатації гідроприводів підйомно-транспортних, будівельних, дорожніх і інших машин.

**Виклад основного матеріалу.** Для визначення необхідної концентрації присадки ДФ-11 у РР нами були проведені лабораторні випробування протизношувальних (на машинах тертя СМТ-1 та СМЦ-2) та протикорозійних (на приборі АП-1) властивостей тих марок РР, які найбільш часто використовуються в гідроприводах підйомно-транспортних, будівельних і дорожніх машин.

На машині тертя СМТ-1 використовувалась чотирьох кулькова схема випробувань (рис. 1а), яка забезпечувала контакт зразків у точці (граничне тертя, при якому має місце найбільше навантаження між поверхням, що труться). Як елементи, що зношуються, використовувалися кульки діаметром 12,7 мм, виготовлені зі сталі ШХ-15.



а) СМТ-1; б) СМЦ-2

Рисунок 1 – Схеми випробувань на машинах тертя

Режим випробувань був такий: навантаження на кульки – 480 Н, частота обертів верхньої кульки –  $25 \text{ c}^{-1}$ , тривалість випробування – 15 хв.

Після випробувань визначався діаметр плями зносу на кульках за допомогою мікроскопа МЕТАМ Р-1.

Для змащування вузла тертя на машині СМТ-1 застосовувались РР, характеристики яких наведено в табл.1, а також ці ж самі РР, але в які штучно вводилась присадка ДФ-11 в концентрації від 0,2 до 1,5% від об'єму РР.

Повторність випробувань на кожній РР була п'ятикратною, що дозволило отримати відносну похибку не більшу ніж 0,2 при довірчій ймовірності 0,9 [5].

Таблиця 1 – Характеристики РР, що випробувалися на машинах тертя

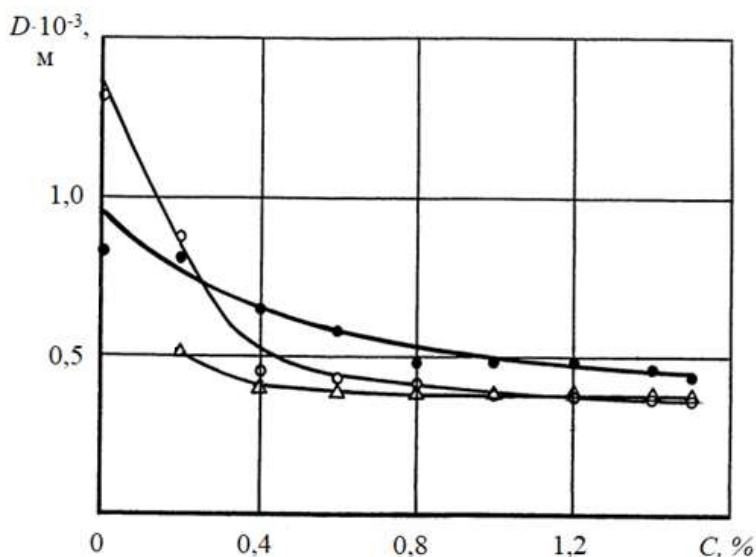
Марка РР	Стан РР	Місце відбору РР
І-Г-А-32	Свіжа (без присадки)	–
МГ-46-В	Відпрацювала 206 маш.-год. Наявність присадки ДФ-11 – 0,24%	Гідропривід екскаватору ЕО-2621
І-Г-С-32	Відпрацювала 1986 маш.-год. Наявність присадки ДФ-11 – 0%	Гідропривід екскаватору ЕО-4321

Результати випробувань на машині тертя СМТ-1 наведено на рис. 2, з якого видно, що по мірі збільшення концентрації присадки ДФ-11 діаметр плями зносу на сталевих кульках зменшується. Особливо чітко це видно при застосуванні РР І-Г-А-32 та І-Г-С-32. Це зумовлено тим, що в цих РР до початку випробувань наявність присадки дорівнювала нулю (в І-Г-С-32 за 1986 маш.-год роботи у гідроприводі присадка ДФ-11 спрацювалась повністю, а до свіжої РР І-Г-А-32 під час напрацювання зовсім не додається ніяких присадок).

Незначне зменшення діаметру плями зносу на кульках по мірі збільшення концентрації присадки в РР МГ-46-В пояснюється тим, що воно проробило у гідроприводі усього 206 маш.-год і до початку випробувань РР мало в собі 0,24% присадки ДФ-11.

Звертає увагу той факт, що підвищення концентрації присадки більше 0,4% адекватно не поліпшує протизношувальні властивості всіх трьох РР, які випробовувались, а зменшення концентрації -

збільшує діаметр плями носу на кульках майже за експоненціальною залежністю.



-o-o-o – І-Г-А-32; Δ-Δ-Δ – МГ-46-В; -●-●-● – І-Г-С-32  
Рисунок 2 – Залежність діаметра плями зносу на кульках від концентрації присадки ДФ-11 в РР

Враховуючи вельми високі навантаження між кульками, а також той факт, що при інших схемах контактування поверхонь навантаження між ними суттєво менше, можна вважати, що саме 0,4% є мінімально припустимою концентрацією присадки ДФ-11 у випробуваних РР.

Для визначення впливу наявності присадки ДФ-11 у концентрації 0,4% на протизношувальні властивості РР на машині тертя СМЦ-2 були проведені відповідні випробування при напіврідинному змащуванні зразків тертя.

Випробування на машині тертя СМЦ-2 проводились за схемою «колодка-ролик» (рис. 1б).

Характеристики зразків та режими їх хіміко-термічної та термічної обробки наведено у табл. 2.

Діаметр роликів складав 50 мм, ширина – 12 мм, ширина колодки – 10 мм, частота обертів ролика – 5 с<sup>-1</sup>. Змащування зразків проводилося занурюванням їх на глибину 8-10 мм у РР у кожному її стані, яка знаходилася у ванночці машини.

Режими випробувань були такими:

приробка зразків без навантаження – 15 хв;

приробка при навантаженні 300 Н – 2 години;

самі випробування при навантаженні 600 Н – 4 години.

Таблиця 2 – Характеристики зразків тертя (до початку випробувань) та режими їх хіміко-термічної та термічної обробки

Матеріал зразка	Попередня обробка	Режим кінцевої обробки			Твердість		R <sub>a</sub> , мкм
		загартування		відпущення	HRC	HRB	
		К	середовище	К			
Сталь 18ХГТ	Цементация на глибину 0,8-1,5мм	1113	мастило	473	58...60	–	0,30-0,32
Сталь ШХ15	–	1103	мастило	423	60...62	–	0,32-0,38
Сталь 38ХГС	–	1153	мастило	873	56...58	–	0,60-0,63
Чавун ВЧ	–	–	–	–	–	240	0,31-0,38
Бронза БрАЖ 9-4	–	–	–	–	–	96-98	0,60-0,63

Примітка. Вибір для випробувань вказаних матеріалів і режими їх хіміко-термічної та термічної обробки зумовлений найбільш частим застосуванням їх в гідроприводах будівельних машин.

Знос зразків визначався шляхом установлення втрати ними маси за час випробувань. Зважування зразків проводилося аналітичними вагами ВЛА-200г-М з точністю  $\pm 0,0001$  г з доведенням зразків до постійної маси.

Застосовувались РР, характеристика яких наведена у табл. 1, але у всі ці РР штучно було введено присадку ДФ-11 у концентрації 0,4% (від об'єму), що відповідало результатам випробувань на машині тертя СМТ-1, на якій умови роботи зразків тертя були набагато важкими.

Результати порівняльних випробувань на машині тертя СМЦ-2 наведено у табл.3, з якої видно, що введення до всіх РР присадки ДФ-11 у концентрації 0,4% значно зменшує знос зразків (від 1,2 до 2,0 разів в залежності від сполучення матеріалів зразків). Так, наприклад,

при застосуванні РР І-Г-С-32 знос знижується у 1,47 рази (матеріал колодки – бронза БрАЖ9-4, ролика – сталь 18ХГТ).

Таблиця 3 – Результати випробувань зразків на машині тертя СМТ-1

Марка РР та її стан	Матеріали зразків	Сумарний знос колодок і роликів, г
І-Г-А-32 свіжа	БрАЖ9-4 – сталь 18ХГТ	0,0082
Та ж сама + 0,4% ДФ-11	Ті ж самі	0,0057
І-Г-А-32 свіже	Сталь ШХ -15 – сталь ШХ-15	0,0092
Та ж сама + 0,4% ДФ-11	Ті ж самі	0,0058
І-Г-А-32 свіже	Чавун ВЧ – сталь 38ХС	0,0772
Та ж сама + 0,4% ДФ-11	Ті ж самі	0,0373
МГ-46-В відпрацювало 206 маш.-год	БрАЖ9-4 –сталь 18ХГТ	0,0597
Та ж сама + 0,4% ДФ-11	Ті ж самі	0,0513
МГ-46-В відпрацювало 206 маш.-год	Сталь ШХ-15 – сталь ШХ-15	0,0113
Та ж сама + 0,4% ДФ-11	Ті ж самі	0,0093
МГ-46-В відпрацювало 206 маш.-год	Чавун ВЧ – сталь 38ХС	0,0566
Та ж сама + 0,4% ДФ-11	Ті ж самі	0,0473
І-Г-С-32 відпрацювало 1986 маш.-год	БрАЖ9-4 – Сталь 18ХГТ	0,0597
Та ж сама + 0,4% ДФ-11	Ті ж самі	0,0406
І-Г-С-32 відпрацювало 1986 маш.-год	Сталь ШХ -15 – Сталь ШХ-15	0,00812
Та ж сама + 0,4% ДФ-11	Ті ж самі	0,00652
І-Г-С-32 відпрацювало 1986 маш.-год	Чавун ВЧ – Сталь 38ХС	0,0717
Та ж сама + 0,4% ДФ-11	Ті ж самі	0,0590

Примітка: в таблиці наведено середні дані за результатами п'ятьох випробувань

Ще більш суттєвіша різниця у зносі має місце при використанні РР І-Г-А-32, яка склала для сполучень матеріалів зразків:

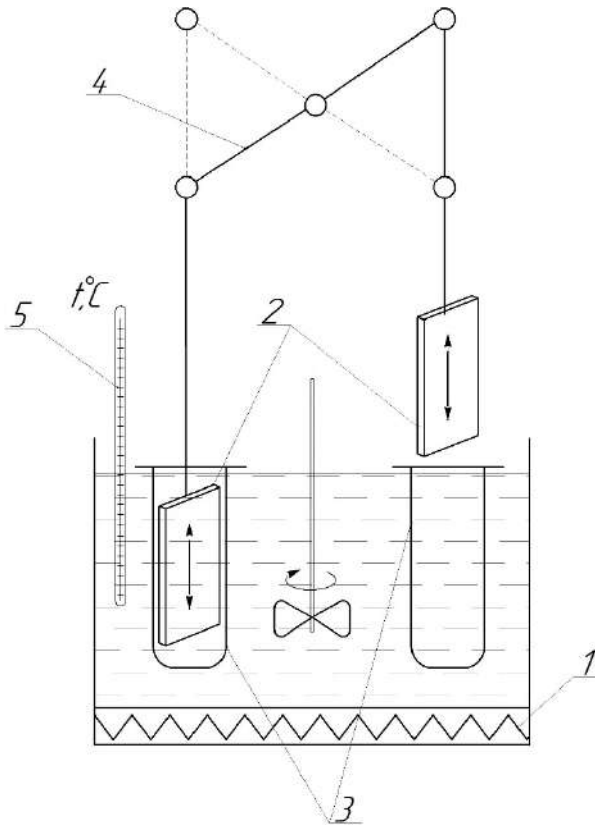
БрАЖ9-4 – сталь 18ХГТ – приблизно, 1,44 рази;  
сталь ШХ –15 - сталь ШХ-15 – приблизно, 1,6 рази;  
чавун ВЧ – сталь 38ХС – приблизно, 2,0 рази.



Така суттєва різниця у зносі при усіх випробуваних зразків пояснюється тим, що у РР і І-Г-А-32, як відмічалось вище, при нароблені зовсім не вводиться присадка ДФ-11.

Таким чином, можна зробити висновок, що при концентрації присадки ДФ-11 0,4% протизношувальні властивості випробуваних РР при напіврідинному змащенні зразків тертя значно покращуються.

Дослідження протикорозійних властивостей всіх РР проводилось на приборі АП-1 (рис.3).



1 – підігрівач мастила у мастильній ванні; 2 – свинцеві пластинки; 3 – пробірки з РР; 4 – механізм приводу пластинок; 5 – термометр  
Рисунок 3 – Схема прибору АП-1 для випробування протикорозійних властивостей мастил

Методика досліджень була наступною. До мастильної ванни з підігрівачем 1 занурювалися вісім пробірок 3, до чотирьох з яких було залита РР І-Г-А-32 у свіжому стан, а до інших чотирьох – ця ж РР, в яку попередньо штучно було введено 0,4% присадки ДФ-11.

Як пластини (поз. 2 на рис.3), використовувався листовий свинець. Розмір пластин складав 20x45x3 мм. Ці пластини за допомогою механізму приводу автоматично занурювалися в пробірки з РР, яка досліджувалась, та витягувалися з нього з періодичністю

15-16 хв. Температура мастила у мастильній ванні підтримувалася на рівні 413 К та контролювалося термометром 5. Випробування тривали 180 год. Протикорозійні властивості (корозійна агресивність) РР визначалися за втратою маси пластинами за час випробувань, віднесеною до їх площі.

Аналогічним чином випробувалися РР МГ-46\_В та І-Г-А-32.

Результати досліджень наведені в табл. 4, з якої видно, що додавання до випробуваних РР присадки ДФ-12 у концентрації 0,4% суттєво покращує протикорозійні властивості цих РР, а саме:

І-Г-А-32 – у 1,78 рази;

МГ-46-В – у 1,43 рази;

І-Г-С-32 – у 1,6 рази.

Таблиця 4 – Протикорозійні властивості РР

Марка РР	Концентрація приски ДФ-11, %	Втрата маси свинцевих пластинок, г/м <sup>2</sup>
І-Г-А-32	0	18,45
Те ж саме +0,4% ДФ-11	0,4	10,36
МГ-46-В	0,24	9,26
Те ж саме +0,4% ДФ-11	0,4	6,47
І-Г-А-32	0	11,8
Те ж саме +0,4% ДФ-11	0,4	7,36

Примітка. Приведено усереднені дані по чотирьох пробірках по кожній з 3-х РР у кожному стані.

Одночасно можна побачити, що найбільше покращила свої протикорозійні властивості РР І-Г-А-32. Це пов'язано з тим, що в ньому при нароблені не передбачено введення жодної присадки. Тому мабуть, і в цю РР доцільно при експлуатації гідроприводів дозовано вводити присадку ДФ-11.

### Висновки

1. Найбільш розповсюдженою присадкою, що додається при виготовленні, в РР, які найбільш широко використовуються в гідроприводах підйомно-транспортних і будівельних машин, є багатофункціональна присадка ДФ-11, яка виконує протизношувальні та протикорозійні функції.

2. Присадки, які при нароблені додаються до РР гідроприводів, з часом спрацьовуються, що негативно впливає на основні експлуатаційні показники якості цих РР (насамперед

протизношувальні і протикорозійні), що викликає інтенсивне зношування ар тертя та скорочує термін використання РР у гідроприводах.

3. Доцільно, як і до моторних мастил, дозовано вводити присадки до РР замість спрацьованих. Але до цього часу, нажаль, невідомо, якою повинна бути мінімально припустимою концентрація найбільш розповсюдженої в РР присадки ДФ-11 в цих РР, щоб було забезпечено найкращі протизношувальні і протикорозійні їх властивості.

4. Результатами випробувань трьох марок РР на машині тертя СМТ-1, на якій імітуються найбільші навантаження на зразки в умовах граничного змащування, доведено, що найкращі протизношувальні властивості випробуваних РР мають місце при концентрації присадки ДФ-11 0,4% (по об'єму). Подальше збільшення концентрації присадки ДФ-11 адекватно не покращує протизношувальні властивості РР. Зменшення концентрації присадки приводить до підвищення плями зносу зразків (погіршенню протизношувальних властивостей РР) майже за експоненціальною залежністю.

5. Отримані результати на машині тертя СМТ-1 були підтверджені при випробуваннях зразків при їх напіврідинному змащенні на машині тертя СМЦ-2, де за час випробувань знос зменшився (протизношувальні властивості покращилися) в 1,2–2,0 рази в залежності від сполучення матеріалів зразків.

6. При концентрації присадки ДФ-11 0,4% суттєво покращуються протикорозійні властивості випробуваних РР (в середньому у 1,6 разів).

7. Звертає на себе увагу той факт, що штучне введення присадки ДФ-11 у концентрації 0,4% найбільш позитивно відбивається на протизношувальних та протикорозійних властивостях РР І-Г-А-32, в яку взагалі при нароблені не вводяться жодних присадок. Це свідчить про доцільність дозованого введення присадки ДФ-11 до РР І-Г-А-32 під час експлуатації гідроприводів.

8. З наведених результатів досліджень можна зробити висновок про доцільність штучного і дозованого введення у РР гідроприводів підйомно-транспортних, будівельних і дорожніх машин присадки ДФ-11 у концентрації 0,4%.

### Список використаної літератури

1. Венцель Е.С. Улучшение эксплуатационных свойств масел и топлив : монография / Е.С. Венцель – Харьков : ХНАДУ, 2010. – 224 с.
2. Утаев С. А. Исследование срабатывания и непрерывного ввода присадок к маслам газодвигателей / С.А. Утаев, И. Йигиталиев

// Современные материалы, техника и технологии. – 2018. – №3. – Режим доступа: <https://cyberleninka.ru/article/n/issledovanie-srabytvaniya-i-nepreryvnogo-vvoda-prisadok-k-maslam-gazodvigatelye> (дата звернення: 09.04.2020).

3. Математична модель залежності зносу трибосполучень від поверхневої щільності дислокацій / Венцель Є.С., Євтушенко А. В., Шукін О. В., Орел О. В. // Подъемно-транспортная техника. – 2018. – С. 25–31.

4. Венцель Е.С. Определение минимально необходимой концентрации присадки INFINEUM C9425 в масле И-Г-А-32 для гидроприводов строительных и дорожных машин / Е.С. Венцель, А.В. Шукин, М.В. Краснокутский // Збірник наукових праць Харківського університету Повітряних Сил. – 2010. – Випуск 1 (23). – С. 142–144.

5. Сидняев Н.И. Статистический анализ и теория планирования эксперимента / Н.И. Сидняев. – Москва : Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2017. – 195 с.

## **DETERMINATION OF THE MINIMUM ALLOWABLE CONCENTRATION OF DF-11 APPENDIX IN THE WORKING FLUID OF HYDRAULICS**

Ventsel Ye. S.<sup>1</sup>, Yevtushenko A. V.<sup>2</sup>, Shchukin O. V.<sup>1</sup>, Orel O. V.<sup>1</sup>

<sup>1</sup>*Kharkiv National Automobile and Highway University*

<sup>2</sup>*Ukrainian State Academy of Railway Transport*

**Abstract.** In hydraulic drives of hoisting, construction and road machines, industrial and special oils are used as the working fluid, most of which contain the anti-wear and anti-corrosion additive DF-11. This additive is activated over time, which negatively affects the properties of the working fluid, and as a result, the wear of friction pairs of hydraulic drive elements increases. Previous studies of the dosed introduction of additives into oils mainly concern engine oils, for which the issues of the minimum allowable concentration of additives (primarily detergents that are not found in working fluids) are considered in sufficient detail. It should be noted that the operating conditions of motor oils in engines and hydraulic fluids in hydraulic drives are completely different, therefore, the results of studies of motor oils cannot be transferred to hydraulic fluids and additives DF-11, for which such studies have not been carried out. The dosed introduction of additives into working fluids is a promising direction for improving their properties. Therefore, the task was set to establish the minimum required concentration of the DF-11 additive in hydraulic fluids in order to improve their properties. To solve this problem, laboratory studies of the antiwear and anticorrosion properties of several of the most common working fluids of hydraulic drives of hoisting, construction and road machines were carried out. As a result of testing samples that worked

---

under maximum load at the maximum lubrication mode on the SMT-1 friction machine, it was found that with increasing additive concentration, the diameter of the wear spot on steel balls decreases. It was found that an increase in the additive concentration of more than 0.4% significantly improves the antiwear properties of the working fluids that were tested. Considering the high loads between the balls, it was found that exactly 0.4% is the minimum allowable concentration of the DF-11 additive for the tested working fluids. As a result of comparative tests on the SMC-2 friction machine, it was found that the addition of DF-11 additive in all working fluids at a concentration of 0.4% reduces the wear of samples from 1.2 to 2.0 times depending on the combination of sample materials. Studies of the anticorrosive properties of working fluids at a concentration of 0.4% DF-11 additives showed a significant improvement in the anticorrosive properties of tested working fluids (1.6 times on average).

**Keywords:** working fluid, additive, antiwear properties, concentration, friction machine, anticorrosion properties.

УДК 621.87

DOI: 10.15276/pidtt.2.63.2020.05

<sup>1</sup>Човнюк Ю. В., <sup>2</sup>Остапущенко О. П., <sup>2</sup>Кравченко І. М.

<sup>1</sup>Національний університет біоресурсів і природокористування України, м. Київ, Україна

<sup>2</sup>Київський Національний університет будівництва і архітектури

## АНАЛІЗ ВПЛИВУ ПАРАМЕТРІВ КРАНОВОГО ВІЗКА З ГНУЧКИМ ПІДВІСОМ ВАНТАЖУ НА ОПТИМАЛЬНИЙ ДИНАМІЧНИЙ РЕЖИМ ЙОГО РУХУ. І: ЛІНІЙНА МОДЕЛЬ

***Анотація.** При русі кранового візка вантаж на гнучкому підвісі здійснює коливання. Ці коливання суттєво впливають на характер руху кранового візка, а також на надійність роботи крана, його продуктивність та безпечність експлуатації. Усунення коливань вантажу під час руху кранового візка є актуальною задачею. Зазвичай проблему усунення коливань вирішують для випадків аналізу руху механічних систем під час перехідних режимів їх роботи (періоди пуску та гальмування), або ж протягом усього періоду руху. Проте аналіз впливу параметрів руху самого візка (кранової системи) на оптимальні режими функціонування вказаних систем не розглядається. Мета дослідження полягає у визначенні оптимального режиму руху кранового візка за динамічним критерієм під час розгону, а також у проведенні аналізу впливу параметрів кранового візка з гнучким підвісом вантажу на його оптимальний режим руху. Для розв'язку задачі по визначенню оптимального режиму руху кранового візка з гнучким підвісом вантажу використані методи класичного варіаційного числення, а також спеціальний динамічний критерій. Проаналізований вплив співвідношень мас вантажу та візка, частоти власних коливань системи на характер оптимального руху візка. Результати розв'язку подані графічними залежностями.*

***Ключові слова:** крановий візок, вантаж, коливання, оптимальний режим, варіаційна задача, аналіз, гнучкий підвіс.*

### **Постановка проблеми.**

Відомо [1], що під час руху кранового візка вантаж на гнучкому підвісі здійснює коливання. Зрозуміло, що ці коливання суттєво впливають на характер руху візка, на надійність роботи самого крана, на його продуктивність та безпечність експлуатації кранового обладнання [2]. Тому усунення коливань вантажу при русі кранового візка є актуальною задачею.

### **Аналіз останніх публікацій по темі дослідження.**

Слід зазначити, що проблема усунення коливань вантажу на

гнучкому підвісі при русі кранового візка розглянута у багатьох наукових працях, зокрема, у [3-7]. Автори цитованих робіт проблему усунення вказаних коливань аналізували під час саме перехідних режимів руху кранової системи (пуск/гальмування) або на протязі усього періоду руху [8]. Проте у цих роботах не розглядався аналіз впливу параметрів руху візка на його оптимальні режими функціонування.

**Мета даної роботи** полягає у визначенні параметрів оптимального режиму руху кранового візка за динамічним критерієм у процесах розгону системи, а також у оцінці ступеню впливу параметрів самого кранового візка з гнучким підвісом вантажу на оптимальні режими руху системи.

### Виклад основного змісту дослідження.

1. Оптимізація руху кранового візка з гнучким підвісом вантажу. Лінійна модель.

Для проведення оптимізації руху кранового візка з гнучким підвісом вантажу (у лінійному наближенні) оберемо двомасову динамічну модель, показану на рис.1. Вона складається з візка масою  $m_1$  і вантажу масою  $m$ , підвішеному на гнучкому канаті довжиною  $l$ . На візок діють рушійна сила  $F$  і зусилля статичного опору  $F_0$ .

Вважаємо, що канат нерозтяжний, невагомий і абсолютно гнучкий, маса вантажу зосереджена в одній точці, коливання вантажу малі і відбуваються лише у площині руху візка. Маса приводного механізму зведена до маси візка і зосереджена в його центрі мас.

Пружністю елементів приводного механізму нехтуємо, оскільки частоти їхніх коливань приблизно на порядок більші за частоту коливань вантажу і на коливання останнього не впливають [1]. За узагальнені координати цієї моделі прийняті координати центрів мас візка і вантажу, відповідно  $x_1$  та  $x$ .

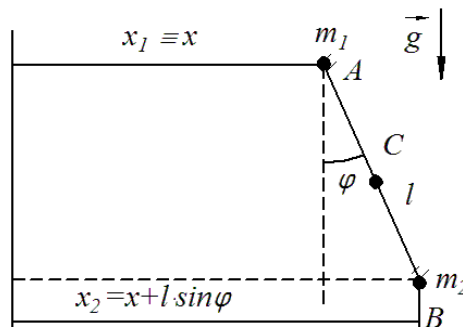


Рисунок 1 Двомасова динамічна модель вантажного візка  
( $\vec{g}$  вектор прискорення вільного падіння)

Вважаючи, що кут відхилення канату з вантажем маси  $m$  від вертикалі незначний по величині ( $\varphi \ll 1$ ), можемо його подати наступним чином:

$$\varphi = \frac{(x_1 - x)}{l}. \quad (1)$$

Тоді, на основі рівнянь Лагранжа другого роду матимемо систему рівнянь руху для цієї моделі наступного вигляду:

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 = F - \frac{mg}{l} \cdot (x_1 - x) - F_0; \\ \ddot{x} = \frac{g}{l} \cdot (x_1 - x) \end{cases}, \quad (2)$$

яку легко звести шляхом лінійних перетворень до одного рівняння для змінної  $\xi = x_1 - x$ :

$$\ddot{\xi} + \frac{g}{l} \cdot \left( \frac{m}{m_1} + 1 \right) \cdot \xi = \frac{F - F_0}{m_1}. \quad (3)$$

Нехай тривалість розгону розглядуваної системи до усталеного режиму руху складає  $t_1$ , тоді для  $t \in [0, t_1]$  можна вважати  $(F, F_0) = const$ . Розв'язок (3) має вид:

$$\begin{cases} \xi(t) = A_1 \sin(\Omega t) + A_2 \cos(\Omega t) + \frac{(F - F_0)}{m_1} \cdot \frac{l}{g} \cdot \left( \frac{m_1}{m + m_1} \right) \\ \Omega = \left[ \frac{g}{l} \cdot \left( \frac{m}{m_1} + 1 \right) \right]^{1/2} \end{cases}, \quad (4)$$

де  $A_1, A_2$  невизначені константи, значення котрих можна знайти з початкових/кінцевих умов для  $t = 0$  й  $t = t_1$ .

Розглянемо наступні початкові/кінцеві умови даної задачі на інтервалі  $t \in [0, t_1]$ :



$$\xi|_{t=0} = 0; \quad \dot{\xi}|_{t=t_1} = V; \quad (5)$$

де  $V$  усталена швидкість руху розглядуваної системи при завершенні перехідного періоду (розгону).

Тоді розв'язок (4), при умовах (5), набирає вигляду:

$$\left\{ \begin{aligned} A_2 &= -\frac{(F - F_0)}{m_1} \cdot \frac{l}{g} \cdot \left( \frac{m_1}{m + m_1} \right) = -\frac{(F - F_0)}{g} \frac{l}{(m + m_1)}, \\ A_1 &= A_2 \operatorname{tg}(\Omega t_1) + \frac{V}{\Omega} \operatorname{sec}(\Omega t_1) = -\frac{(F - F_0)}{g} \frac{l}{(m + m_1)} \operatorname{tg}(\Omega t_1) + \\ &+ \frac{V}{\Omega} \operatorname{sec}(\Omega t_1), \\ \xi(t) &= \left[ -\frac{(F - F_0)}{g} \frac{l}{(m + m_1)} \operatorname{tg}(\Omega t_1) + \frac{V}{\Omega} \operatorname{sec}(\Omega t_1) \right] \sin \Omega t + \\ &+ \left[ -\frac{(F - F_0)}{g} \frac{l}{(m + m_1)} \right] \cos \Omega t + \frac{(F - F_0)}{m_1} \cdot \frac{l}{g} \left( \frac{m_1}{m + m_1} \right). \end{aligned} \right. \quad (6)$$

Розв'язок  $\xi(t)$  з (6) можна подати наступним чином:

$$\xi(t) = B \sin[\Omega t + \phi] + \frac{(F - F_0)}{m_1} \cdot \frac{l}{g} \cdot \left( \frac{m_1}{m + m_1} \right), \quad (7)$$

де:

$$B = \left\{ \left[ -\frac{(F - F_0)l}{g(m + m_1)} \operatorname{tg}(\Omega t_1) + \frac{V}{\Omega} \operatorname{sec}(\Omega t_1) \right]^2 + \left[ -\frac{(F - F_0)l}{g(m + m_1)} \right]^2 \right\}^{\frac{1}{2}} \quad (8)$$

$$\phi = \operatorname{arctg} \left\{ \left[ \frac{-(F - F_0)l}{g(m + m_1)} \right] \cdot \left[ \frac{-(F - F_0)l}{g(m + m_1)} \operatorname{tg}(\Omega t_1) + \frac{V}{\Omega} \operatorname{sec}(\Omega t_1) \right]^{-1} \right\}$$

Запис (7) розв'язку рівняння (3) при умовах (5) показує, що у системі виникають коливання амплітуди  $B$  з плином часу  $t$ . Максимального значення  $B$  вказані коливання вантажу на канаті набувають у момент часу  $\tilde{t}_i$ :

$$\Omega \tilde{t}_i + \phi = \frac{\pi}{2} + 2i\pi, \quad i = 1, 2, 3, \dots \quad (9)$$

Значення  $\tilde{t}_i$  з (9) легко знайти:

$$\tilde{t}_i = \left\{ \left[ \frac{\pi}{2} + 2i\pi \right] - \phi \right\} \cdot \Omega^{-1} \quad (10)$$

Розглянемо далі критерії і закони руху даної системи, які мінімізують її кінематично-силові параметри.

Закон руху системи  $\xi(t)$ , за якого на проміжку часу  $t \in [0, t_p]$ , (де  $t_p \equiv t_1$ ) тривалість розгону, мінімізується ефективна рушійна сила, прикладена до вантажного візка, тобто:

$$\int_0^{t_p} (F - F_0)^2 dt \rightarrow \min, \quad t_p \equiv t_1, \quad (11)$$

має вигляд:

$$\xi(t) = C_1 \sin \Omega t + C_2 t \sin \Omega t + C_3 \cos \Omega t + C_4 t \cos \Omega t, \quad (12)$$

де константи  $C_i$ ,  $i = \overline{1, 4}$ , можна знайти з умов:

$$\xi|_{t=0} = 0; \quad \dot{\xi}|_{t=0} = 0; \quad \dot{\xi}|_{t=t_p} = V; \quad \ddot{\xi}|_{t=t_p} = 0. \quad (13)$$

Результат (12) отриманий при розв'язку рівняння Ейлера-Пуассона:

$$\xi^{(IV)} + 2\Omega^2 \ddot{\xi} + \Omega^4 \xi = 0, \quad (14)$$

що є необхідною умовою реалізації критерію (11).

Якщо необхідно задовольнити критерію руху типу

$$\int_0^{t_p} \xi^2 dt \rightarrow \min, \quad (15)$$

тоді закон руху системи, при умовах (13), набирає наступного вигляду:

$$\xi(t) = \frac{V}{t_p} \cdot t^2 - \frac{V}{3t_p^2} \cdot t^3. \quad (16)$$

З рівнянь системи (2) можна легко знайти наступні співвідношення:

$$x_1 = x + \frac{l}{g} \cdot \ddot{x}; \quad \dot{x}_1 = \dot{x} + \frac{l}{g} \cdot \ddot{\dot{x}}; \quad \ddot{x}_1 = \ddot{x} + \frac{l}{g} \cdot x^{(IV)}. \quad (17)$$

За критерій оптимізації тепер приймемо умову, що призводить до мінімізації “енергії” прискорень елементів розглядуваної системи на протязі періоду розгону  $t_p$  кранового візка:

$$I_V = \int_0^{t_p} \tilde{V} dt \rightarrow \min, \quad (18)$$

де  $\tilde{V}$  “енергія” прискорень [8].

Для обраної динамічної моделі запишемо вираз для  $\tilde{V}$  у наступному вигляді:

$$\tilde{V} = \frac{1}{2} m_1 \ddot{x}_1^2 + \frac{1}{2} m \dot{x}^2 = \frac{1}{2} m_1 \left( \ddot{x} + \frac{l}{g} x^{(IV)} \right)^2 + \frac{1}{2} m \dot{x}^2. \quad (19)$$

Умовою реалізації критерію (18) є рівняння Ейлера-Пуассона типу [9]:

$$\begin{aligned} & \frac{\partial \tilde{V}}{\partial x} - \frac{d}{dt} \left( \frac{\partial \tilde{V}}{\partial \dot{x}} \right) + \frac{d^2}{dt^2} \left( \frac{\partial \tilde{V}}{\partial \ddot{x}} \right) - \\ & - \frac{d^3}{dt^3} \left( \frac{\partial \tilde{V}}{\partial \ddot{\ddot{x}}} \right) + \frac{d^4}{dt^4} \left( \frac{\partial \tilde{V}}{\partial x^{(IV)}} \right) = 0 \end{aligned} \quad (20)$$

Після підстановки виразу для  $\tilde{V}$  (19) у рівняння (20) матимемо:

$$m_1 \cdot \frac{l^2}{g^2} x^{(VIII)} + 2m_1 \cdot \frac{l}{g} x^{(VI)} + (m_1 + m) \cdot x^{(IV)} = 0. \quad (21)$$

Розділимо всі члени рівняння (21) на коефіцієнт біля старшої похідної і зробимо наступні заміни:  $\frac{g}{l} = k^2$ ,  $\frac{m}{m_1} = \bar{m}$ , тоді отримаємо замість (21):

$$x^{(VIII)} + 2k^2 \cdot x^{(VI)} + (1 + \bar{m}) \cdot k^4 \cdot x^{(IV)} = 0, \quad (22)$$

де  $k$  частота власних коливань математичного маятника (який частково моделює вантаж на канаті, закріпленому на крановому візку). До речі, справедливим є співвідношення:

$$\Omega^2 = k^2 \cdot (1 + \bar{m}). \quad (23)$$

Рівняння (22) можна розв'язати аналітично. Введемо наступну заміну:  $z = x^{(IV)}$ . Тоді для  $z(t)$  рівняння (22) приймає наступний вигляд:

$$z^{(IV)} + 2k^2 \cdot \ddot{z} + (1 + \bar{m}) \cdot k^4 \cdot z = 0. \quad (24)$$

Характеристичне рівняння для (24) має вид:

$$\lambda^4 + 2k^2 \cdot \lambda^2 + (1 + \bar{m}) \cdot k^4 = 0. \quad (25)$$

Корені (25) можна подати наступним чином:

$$\left\{ \begin{array}{l} \lambda_{1,2} = k \cdot \sqrt[4]{1+m} \cdot \exp\left\{\mp i \cdot \frac{1}{2} \cdot \arctg\left[\sqrt{m}\right]\right\}, i^2 = -1, \\ \lambda_{3,4} = -k \cdot \sqrt[4]{1+m} \cdot \exp\left\{\mp i \cdot \frac{1}{2} \cdot \arctg\left[\sqrt{m}\right]\right\}. \end{array} \right. \quad (26)$$

Використовуючи відому формулу Ейлера, корені рівняння (25) з урахуванням (26) можна записати інакше:

$$\lambda_1 = a - ib; \lambda_2 = a + ib; \lambda_3 = -a + ib; \lambda_4 = -a - ib, \quad (27)$$

де введені наступні позначення:

$$\begin{aligned} a &= k \cdot \sqrt[4]{1+m} \cdot \cos\left[\frac{1}{2} \arctg\left(\sqrt{m}\right)\right]; \\ b &= k \cdot \sqrt[4]{1+m} \cdot \sin\left[\frac{1}{2} \arctg\left(\sqrt{m}\right)\right]. \end{aligned} \quad (28)$$

Тоді розв'язок (24) набуває наступного вигляду:

$$\begin{aligned} z(t) = x^{(IV)}(t) &= \tilde{C}_1 \cdot e^{at} \cdot \{\sin bt\} + \tilde{C}_2 \cdot e^{at} \cdot \{\cos bt\} + \\ &+ \tilde{C}_3 \cdot e^{-at} \cdot \{\sin bt\} + \tilde{C}_4 \cdot e^{-at} \cdot \{\cos bt\}, \end{aligned} \quad (29)$$

де  $\tilde{C}_j, j = (\overline{1,4})$ , є константами (невизначеними). Величину  $\tilde{C}_j$  можна знайти з граничних/початкових (і кінцевих) умов задачі. Враховуючи ту обставину, що  $\xi = (x - x_1)$  і співвідношення (17), можна записати:

$$\ddot{\xi} = -\frac{l}{g} \cdot x^{(IV)}. \quad (30)$$

Використовуючи рівняння (3), після нескладних перетворень матимемо:

$$\xi(t) = \frac{\left\{ \frac{F - F_0 - \ddot{\xi}}{m_1} \right\}}{\Omega^2}. \quad (31)$$

Враховуючи (30), можна отримати для  $\xi(t)$  наступне співвідношення:

$$\xi(t) = \frac{\left\{ \frac{F - F_0}{m_1} + \frac{l}{g} \cdot x^{(IV)} \right\}}{\Omega^2}. \quad (32)$$

Для визначення констант  $\tilde{C}_j, j = (\overline{1,4})$ , маємо наступні умови:

$$\xi|_{t=0} = 0; \dot{\xi}|_{t=0} = 0; \dot{\xi}|_{t=t_p} = V_b; \ddot{\xi}|_{t=t_p} = 0, \quad (33)$$

де  $V_b$  відносна швидкість руху вантажу маси  $m$  відносно кранового візка маси  $m_1$  після закінчення розгону цього візка ( $t \geq t_p$ ), тобто при виході розглядуваної системи на усталений режим руху.

В таблиці 1 подані результати розрахунку частот  $k, \Omega, b$  для різних значень довжини канату ( $l$ ) та параметра  $\bar{m} = \frac{m}{m_1}$ .

Таблиця 1. Значення частот  $k, \Omega, b$  для різних значень довжини канату ( $l$ ) та параметру  $\bar{m}$ .

$l, \text{м}$	$k, \text{с}^{-1}$	$\Omega, \text{с}^{-1}$			$b, \text{с}^{-1}$		
		$\bar{m}=0,5$	$\bar{m}=1,0$	$\bar{m}=2,0$	$\bar{m}=0,5$	$\bar{m}=1,0$	$\bar{m}=2,0$
39,2	0,5	0,61	0,71	0,87	0,168	0,228	0,303
9,8	1,0	1,22	1,41	1,73	0,335	0,455	0,605
2,45	2,0	2,45	2,83	3,46	0,670	0,910	1,210
10	0,99	1,21	1,40	1,71	0,332	0,450	0,599
20	0,70	0,86	0,99	1,21	0,235	0,319	0,424
30	0,57	0,70	0,81	0,99	0,191	0,259	0,345
50	0,44	0,54	0,62	0,76	0,147	0,200	0,266
100	0,31	0,38	0,44	0,54	0,104	0,141	0,188

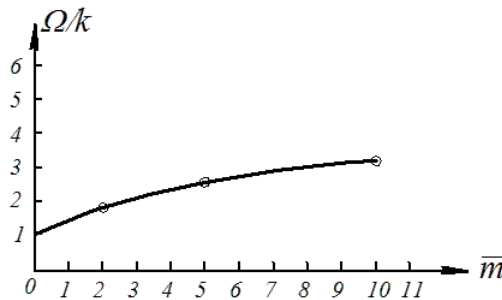
Аналіз чисельних розрахунків, поданих у таблиці 1, показує, що при зміні довжини канату  $l$  у межах (2, 45 ... 100) м: 1) частота  $k$

змінюється у межах  $(0,31 \dots 2,0) \text{ c}^{-1}$ , причому остання спадає зі зростанням довжини канату; 2) власна частота коливань системи  $\Omega$  (за відсутності оптимізації її руху) змінюється при цьому у межах  $(0,38 \dots 3,46) \text{ c}^{-1}$ , причому остання зростає при збільшенні параметру  $\bar{m}$  у межах  $(0,5 \dots 2,0)$ ; 3) якщо система рухається за законами, що відповідають критерію мінімізації “енергії” прискорень високого (до четвертого) порядку під час її розгону, частота коливань  $b$  суттєво зменшується і лежить у межах  $(0,104 \dots 1,210) \text{ c}^{-1}$ , тобто приблизно у 3 рази менше, ніж  $\Omega$ , що є, безумовно, перевагою оптимального режиму руху досліджуваної системи.

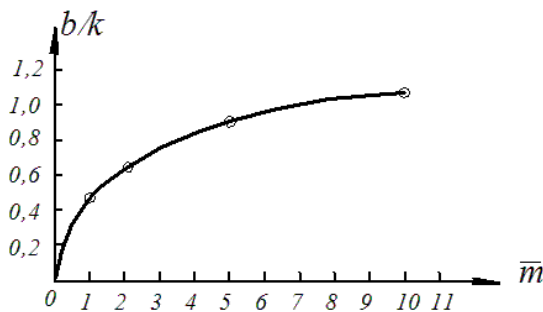
Нижче, на рис.2 подані залежності нормованих на  $k$  частот:  $(\Omega/k)$  та  $(b/k)$  від параметру  $\bar{m}$ .

Зазначимо, що “нормовані” частоти  $(\Omega/k)$  та  $(b/k)$  мають наступну залежність від  $\bar{m}$ :

$$\frac{\Omega}{k} = \sqrt{1 + \bar{m}}; \quad \frac{b}{k} = \sqrt[4]{1 + \bar{m}} \cdot \sin\left[\frac{1}{2} \arctg(\sqrt{\bar{m}})\right]. \quad (34)$$



a)



б)

Рисунок 2 Залежність “нормованих” частот від параметру  $\bar{m}$ :

$$a \left( \frac{\Omega}{k} \right) = f_1(\bar{m}); \quad b \left( \frac{b}{k} \right) = f_2(\bar{m})$$

### Висновки

1. Обґрунтовані лінійна фізико-механічна та математична моделі, які адекватно описують динаміку кранового візка з гнучким підвісом вантажу, характерну для функціонування мостових кранів. Встановлені основні параметри системи “вантажний візок- гнучкий підвіс/канат -вантаж”, зокрема, характерні частоти коливань та їх залежність від довжини канату  $l$  й співвідношення мас  $\bar{m}$  (кранового візка й вантажу).

2. Встановлені закони оптимального динамічного режиму руху розглянутої системи, за яких мінімізуються у процесі пуску рушійна сила та відносне відхилення вантажу від вертикалі, що проходить через центр маси візка ( $\xi$ ), а також сумарна “енергія” прискорень вищих порядків системи (за врахування діючої у системі сили тертя).

3. Отримані у роботі результати можуть у подальшому слугувати для уточнення і вдосконалення інженерних методів розрахунку кінематично-силових параметрів та оптимальних режимів руху мостових кранів у процесах їх пуску, що мінімізують небажані для функціонування останніх маятникові коливання вантажу як на стадіях проектування/конструювання, так і у режимах реальної експлуатації вантажопідійомних машин.

### Список використаної літератури

- 1.Лобов Н.А. Динамика грузоподъемных кранов/Н.А.Лобов. М.: Машиностроение, 1987. 160 с.
- 2.Сергеев С.Т. Надежность и долговечность подъемных кранов/С.Т.Сергеев. К.: Техніка, 1968. 238 с.
- 3.Перельмутер М.М. Устранение колебаний груза, подвешенного к крановой тележке, воздействием на него электроприводом/М.М.Перельмутер, Л.Н.Пляхов//Электромеханика. 1971. №7. С.769-774.
- 4.Аксенов Л.Б. Синтез системы для гашения колебаний груза/Л.Б.Аксенов//Подъемно-транспортные машины. 1981. №10. С.66-69.
- 5.Герасимьяк Р.П. Оптимальное управление крановым механизмом передвижения/Р.П.Герасимьяк, Л.В.Петренко//Автоматика. Автоматизация. Электротехнические комплексы и системы. 1999. №1. С.87-94.
- 6.Смехов А.А. Оптимальное управление подъемно-транспортными машинами/А.А.Смехов, Н.И.Ерофеев. М.: Машиностроение, 1975. 239 с.



7.Ловейкін В.С. Про можливість оптимізації режиму пуску механізму пересування кранового візка за різними критеріями/В.С.Ловейкін, В.Ф.Ярошенко, Ю.О.Ромасевич//Підйомно-транспортна техніка. Дніпропетровськ: ДПТ, 2007. Вип.№3. С.15-23.

8.Ловейкин В.С. Расчеты оптимальных режимов движения механизмов строительных машин/В.С.Ловейкин.К.: УМК ВО, 1990.168 с.

### **CRANE TROLLEY WITH FLEXIBLE LOAD SUSPENSION PARAMETERS INFLUENCE ANALYSIS ON THE OPTIMAL DYNAMIC MOVEMENT MODE. I: LINEAR MODEL**

Chovnyuk Yu. V., Ostapushchenko O. P., Kravchenko I. M.  
*Nathional University of Bioresources and Life Sciences of Ukraine,  
Kyiv National University of Construction and Architecture*

**Annotation.** Moving a crane trolley, the flexible suspension load oscillates. These oscillations significantly affect the crane truck's movement characteristics, as well as the crane's operation reliability, its productivity and safe operation. Elimination load shifts while moving a crane trolley is an urgent task. Usually, the elimination oscillations problem is solved for cases of mechanical systems during transient modes of their operation (start-up and braking periods) motion analysis or during the whole motion period. However, the influence of the movement of truck itself (crane system) parameters on the optimal modes of operation of these systems analysis is not considered. The investigation purpose is to determine the optimal crane truck movement mode according to the dynamic criterion during acceleration, as well as to analyze the influence of the crane truck with flexible load suspension on its optimal movement mode parameters. To solve the determining problem of the optimal crane truck with flexible load suspension movement mode classical variational calculus, as well as a special dynamic criterion method are used. The weight ratios influence of the load and the trolley, the natural oscillations frequency of the system on the optimum movement trolley nature is analyzed. The solution results are represented by graphical dependencies.

**Key words:** crane trolley, load, oscillation, optimal mode, variational problem, analysis, flexible suspension.

УДК 621.22

DOI: 10.15276/pidtt.2.63.2020.06

Аврунін Г. А., Пімонов І. Г., Жерелій А. І., Капустіна К. В.

*Харківський національний автомобільно-дорожній університет*

## **АНАЛІЗ ДИНАМІКИ ОБ'ЄМНОГО ГІДРОПРИВОДА ОБЕРТАННЯ ВІДВАЛУ АВТОГРЕЙДЕРА ДЗк250В**

***Анотація.** Дослідження динамічних процесів в об'ємному гідроприводі обертання грейдерного відвалу під час його пуску є актуальною задачею, так як вона направлена на зниження коливань тиску та частоти обертання, що дає можливість зниження динамічного навантаження гідропривода і підвищення довговічності аксіальнопоршневого гідромотора як найбільш вагомому за ціною гідропристою. Досліджено режими навантаження об'ємного гідропривода, які знижують коливання тиску та швидкості обертання гідромотора під час його пуску та запропонувати інженерне рішення для практичної реалізації в гідравлічній принциповій схемі автогрейдера.*

***Ключові слова:** автогрейдер, об'ємний гідропривод, аксіальнопоршневий гідромотор, математична модель, динаміка гідропривода, пакет програм VisSim.*

**Постановка проблеми.** Автогрейдери (рисунок 1) призначені для землерийно-профільювальних робіт, будівництва та утримання доріг і можуть використовуватися на роботах з переміщення та розподілу ґрунту та дорожньо-будівельних матеріалів, плануванні укосів, виїмок, насипів, улаштування корита і бічних каналів, очищення доріг від снігу, змішування ґрунтів з добавками і в'язучими матеріалами на полотні дороги, а також для розпушування асфальтових покриттів, брукових мостових і важких ґрунтів за допомогою додаткового робочого органа – розпушувача заднього розташування.

Об'ємний гідропривод (ОГП) [2] робочих органів і повороту коліс рульового керування автогрейдера побудовані за розімкненим ланцюгом циркуляції робочої рідини (РР) і включають насоси для нагнітання РР у гідроциліндри та гідромотор, апаратуру регулювання напрямку і швидкості руху робочих органів і їх фіксації (гідрозамки), апаратуру захисту від перевантажень, гідропідсилювачі вимикання муфти зчеплення і приводу робочих гальм, пристрої кондиціонування РР і контролю параметрів ОГП.



Рисунок 1. Загальний вид автогрейдера

**Основний матеріал дослідження.**

Розглянемо ОГП для автогрейдера ДЗК-250 масою 10 т і потужністю ДВЗ близько 70 кВт, розробленого за участю вчених ХНАДУ [3]. Для нагнітання РР в ОГП використовуються шестеренні насоси Н1 і Н2 з робочим об’ємом 10 см<sup>3</sup> і 32 см<sup>3</sup>, відповідно. Всмоктування РР насосами здійснюється з гідробака Б ємністю 100 дм<sup>3</sup>. Насос Н1 рульового керування нагнітає РР у насос-дозатор НД і далі по трубопроводах і рукавах високого тиску РВД до гідроциліндрів Ц1 і Ц2 повороту коліс.

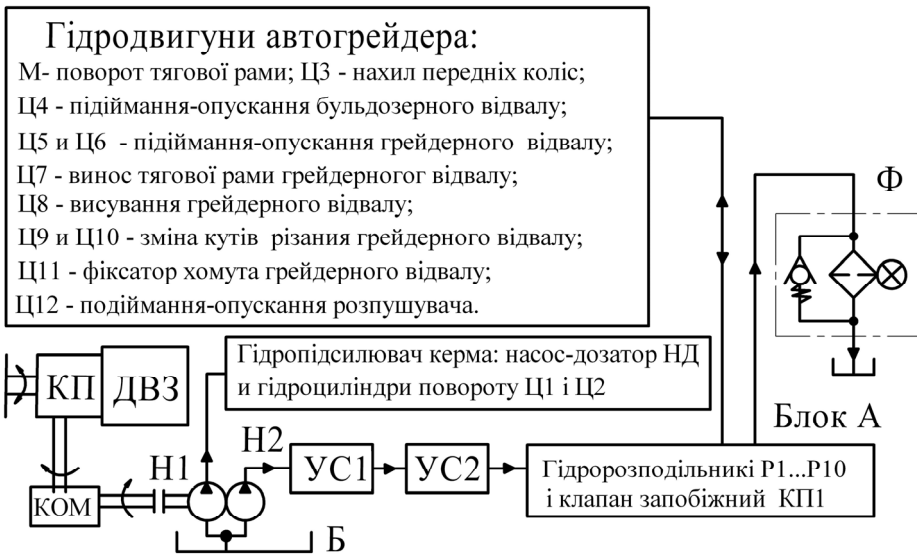


Рисунок 2 - Структурна схема ОГП автогрейдера ДЗк250В

Насос Н2 нагнітає РР до гідродвигунів робочих органів через гідропідсилювачі гальма УС1, зчеплення УС2 і блок А керування робочими органами. До складу блока А входять гідророзподільники Р1...Р10 і запобіжний клапан КП1. Всі гідророзподільники

трипозиційні, управління золотниками ручне або електромагнітне з пружинним поверненням в нейтральну позицію, в якій насос Н2 розвантажується від тиску завдяки сполученню лінії нагнітання на вході в гідророзподільникі Р1...Р10 зі зливною лінією в бак. Сполучення блока А з гідродвигунами здійснюється за допомогою металевих трубопроводів та РВД. Запобіжний клапан в ОГП налаштований на тиск 9...10 МПа. Фільтрація РР забезпечується фільтром Ф з номінальною тонкістю фільтрації 25 мкм.

ОГП автогрейдера забезпечує:

1. Поворот грейдерного відвалу від гідромотора М аксіальнопоршневого типу з похилим блоком циліндрів і робочим об'ємом 56 см<sup>3</sup> (рис. 3,а). Для захисту від перевантажень (закиду тисків) при різкому розгоні або гальмуванні тягової рами автогрейдера магістралі підведення і відведення РР забезпечені запобіжно-антикавітаційними клапанами КП2 і КП3 (комбінація запобіжного клапана і зворотного, сполученого з баком для пропускання РР з бака в порожнини гідромотора за умов падіння в них тиску нижче атмосферного);

2. Нахил передніх коліс (рис. 3,ж) здійснює гідроциліндр Ц3 (двосторонньої дії, одноштоковий);

3. Підіймання-опускання відвала грейдера забезпечується за допомогою двох гідроциліндрів Ц5 і Ц6 (рис. 3,б). Гідродроселі ДР1 і ДР2 із зворотними клапанами забезпечують регулювання швидкості поршнів при підведенні РР до безштокових порожнин гідроциліндрів. При подачі РР у штокові порожнини гідроциліндрів поршні здійснюють прискорений хід, пропорційний подачі насоса Н2, тоді як РР на зливі з безштокових порожнин гідроциліндрів зливається в бак через зворотні клапани паралельно дроселям ДР1 і ДР2. Для захисту від підвищених зустрічних навантажень слугують запобіжно-антикавітаційні клапани КП5 і КП6. Для фіксації відвала слугують гідрозамки ЗМ2 і ЗМ3;

4. Висування відвала автогрейдера гідроциліндром Ц8 (рис. 3,є). Регулювання швидкості поршня при подачі РР до безштокової порожнини здійснюється шляхом попереднього налаштування площі перетину дроселя ДР3 із зворотним клапаном. При подачі РР до штокової порожнини швидкість штока досягає максимального значення, пропорційного подачі насоса Н2. Захист від перевантажень безштокової порожнини забезпечується запобіжно-антикавітаційним клапаном КП8. Гідрозамок ЗМ4 фіксує відвал;

5. Підіймання-опускання бульдозерного відвала гідроциліндром Ц4 (рис. 3,в). Від закидів тиску при зустрічному навантаженні на відвал слугує запобіжно-антикавітаційний клапан КП4. Гідрозамок ЗМ1 фіксує відвал;

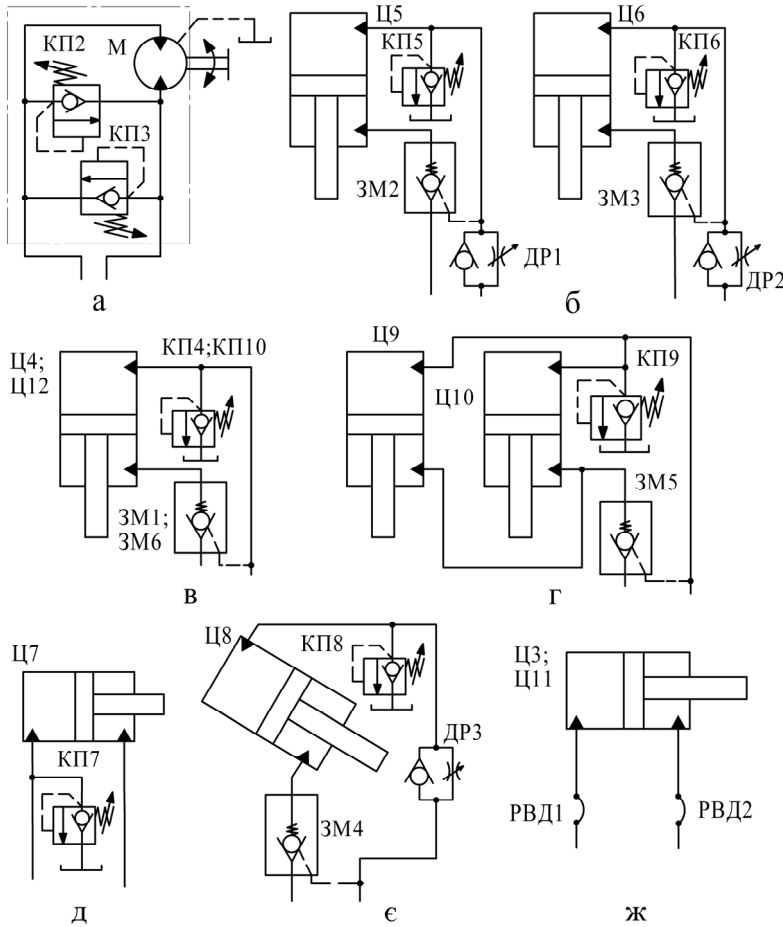


Рисунок 3 - Гідралічні схеми гідроприсроїв автогрейдера ДЗк250В

6. Розпушування ґрунту за допомогою гідроциліндра Ц12 (рис. 3,в), забезпеченого запобіжно-антикавітаційним клапаном КП10 для захисту безштокової порожнини від перевантажень і гідрозамок ЗМ6 для фіксації розпушувача в заданому положенні;

7. Зміну кута різання відвалу автогрейдера здійснюється гідроциліндрами Ц9 і Ц10 (рис. 3,г), для захисту від перевантажень встановлений запобіжно-антикавітаційний клапан КП9, фіксація кута різання забезпечується гідрозамком ЗМ5;

8. Винесення тягової рами за допомогою гідроциліндра Ц7 (рис. 3,д). Цей гідроциліндр є найбільш довгоходовим (1400 мм) в автогрейдері. Захист від перевантажень безштокової порожнини забезпечується запобіжно-антикавітаційним клапаном КП7;

9. Фіксацію хомута за допомогою гідроциліндра Ц11, шток якого встановлюється у відповідні отвори хомута (рис. 3,ж).

Автогрейдер працює в умовах важких пускових режимів, що може приводити до скорочення ресурсу окремих гідроприсроїв, але

за даними літературних джерел аналіз динаміки ОГП обертання відвалу не проводився.

**Аналіз сучасного гідробладнання автогрейдерів.** Для реалізації завдань енергозбереження, підвищення ресурсу та зниження динамічних навантажень розглянемо номенклатуру гідропристроїв, які пропонуються для ОГП сучасних автогрейдерів.

Для ОГП обертання грейдерного відвалу застосовують аксіальнопоршневі гідромотори з похилим блоком циліндрів [4;5]. На рисунку 4 представлені аксіальнопоршневі гідромотори з похилим блоком циліндрів, які застосовуються в приводі обертання відвалу автогрейдера. Основними деталями гідромотора (рисунок 4,а) є похилий блок циліндрів 2, вихідний вал 1, поршні 6 з шатунами 5, розподільний диск 3 з дугоподібними вікнами 4 високого і низького (зливу) тиску та задня кришка 7.

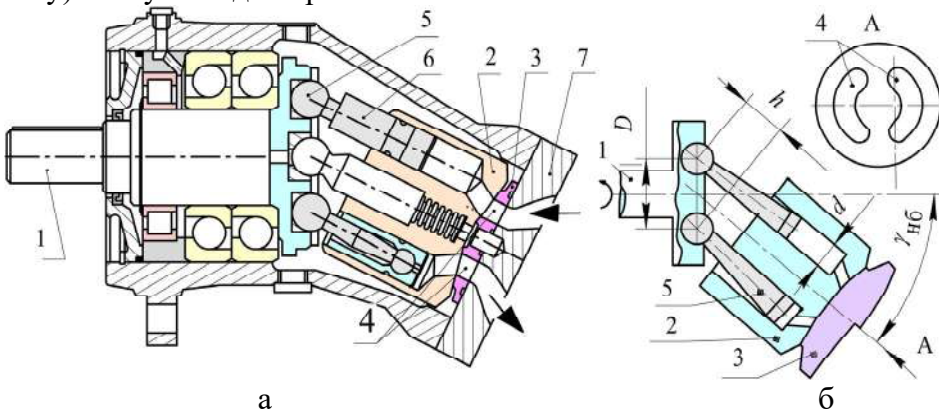


Рисунок 4 – Аксіальнопоршневі гідромашини з похилим блоком циліндрів:

а – з окремим поршнем 6 і шатуном 5; б – з єдиною деталлю шатун-поршень 5 і ущільнювальним кільцем [5] (1 – вал; 2 – блок циліндрів; 3 – розподільник з дугоподібними вікнами 4, 7 – задня кришка)

Аналіз конструкцій гідромашин з похилим блоком циліндрів показав, що вже до кінця 80-х рр. минулого століття істотну перевагу отримали нові конструкції поршневих груп, які мають єдину деталь зі сферичною опорою, конічною частиною і поршня з ущільнювачем також сферичної форми (рисунок 4,б). Ці конструкції прийшли на зміну поршневим групам з шатунами з двома сферичними опорами і циліндричним поршнем, у внутрішньому розточуванні якого кріпився шатун шляхом завальцювання, втулочно-штифтового або різьбового кріплення (рисунок 4.а) [6;7]. Суміщення шатунами функцій опор фланця вихідного вала і сферичних поршнів дозволили знизити сили тертя між поршнями і циліндрами і підвищити механічний ККД. Завдяки унікальній конструкції ущільнення сферичного поршня



забезпечуються мінімальні витоки, запобігаючи термічному заклинюванню, що дає можливість працювати на високих частотах обертання. Великий кут нахилу блоку циліндрів по відношенню до вихідного вала (40...45 градусів в порівнянні з 25 градусами в старих конструкціях) дозволяє збільшувати робочий об'єм і мінімізувати габарити і масу гідромашин [5;8].

Ведучі позиції в створенні аксіальнопоршневих гідромашин з єдиною деталлю поршень-шатун спочатку займали фірми «M.REXROTH» і «PARKER HYDRAULICS» (серія F [8;9]), а в Україні тільки в останні роки підприємство «Гідросила» (м. Кропивницький) [10]. В таблиці 1 приведені основні технічні характеристики аксіальнопоршневих гідромашин вітчизняного та імпортного виробництва.

Таблиця 1 – Порівнювальні характеристики аксіальнопоршневих гідромоторів з похилим блоком циліндрів

Модель гідромотора	410.5 6 Одеса	310.5 6 PCM	410.5 6 PCM	MBF10.4. 56 Гідросила	MBF20.56 Гідросила	A2FM 56 M. Rexroth
$\gamma_{\text{НБ}}$ , град	25	25	40	25	40	40
$V_{\text{і а}}$ , см <sup>3</sup> ,	56	56	56	56	56,1	56,1
$p$ , МПа	25/45	35/40	40/45	25/40	40/45	40/45
$n$ , хв <sup>-1</sup>	1500/ 3720	1800/ 3750	/5500	1800/ 3750	2000/ 5000	/5500
Маса, кг	26	17	17	17	18	18

Примітки: 1. Кут нахилу блоку циліндрів до осі вихідного валу; 2. Скорочення: Одеса – Стройгідравліка [11]); PCM – Пневмостоймашина [12]); M. Rexroth – Rexroth Bosch Group [8]).

В ОГП автогрейдерів знайшли застосування секційні гідророзподільники різних типів [13]. До сучасного технічного рівня відносяться гідророзподільники серії PVG фірми «SAUER DANFOSS» – золотникові з пропорційним електричним, гідравлічним і механічним управлінням [14]. За допомогою вбудованої в гідророзподільники системи LS [15] забезпечується ефективне енергозбереження в ОГП з дросельним (при використанні насоса з постійним робочим об'ємом) і машинним (шляхом зміни робочого об'єму насоса) регулюванням подачі за рахунок автоматичної мінімізації значень тиску і витрати, що задовольняє потреби конкретного гідроциліндра або гідромотора робочого органу машини

[14]. Електромагнітне керування забезпечується системами: 1. PVES – пропорційної з супервисокою точністю; 2. PVEN – пропорційної з високою точністю; 3. PVEM – пропорційної з середньою точністю; 4. PVEO – двопозиційної дискретної (On/Off). Гідророзподільники мають до 10 робочих секцій, кожна з яких забезпечує функціонування певного гідроциліндра або гідромотора, номінальний тиск становить 30 МПа (максимальний 35 МПа), витрата РР до 240 л/хв. Напруга живлення на електромагнітах 12 або 24 В постійного струму.

На рисунку 7 представлена гідравлічна принципова схема ОГП з напірною секцією НС гідророзподільника серії PVG з нерегульованим насосом Н. Напорна секція НС містить основні лінії підведення  $p$  від насоса і зливу  $T$ , лінію  $p_y$  керування гідророзподільниками робочих секцій і лінію  $LS$  дистанційного керування основним запобіжним клапаном КП1. До складу секції входять пілотний запобіжний клапан КПп, налаштований на максимальний тиск ОГП, при якому відкривається основний клапан КП1, редуційний КР і підпірний КД1 гідроклапани системи керування золотниками гідророзподільників робочих секцій, дроселі ДР1 і ДР2 в лініях керування. Для використання гідророзподільника в ОГП з нерегульованим насосом і дросельним регулюванням швидкості в напірній секції між точками К1 і К2 виконаний розрив. Дистанційне керування налаштуванням тиску основного запобіжного клапана КП1 здійснюється зовнішнім клапаном тиску КД2 з електромагнітним пропорційним керуванням. Точка Мв використовується для підключення перетворювача тиску (на схемі показаний перетворювач ПД з аналоговим вихідним сигналом). При відсутності струму У на електромагніті клапана КД2 основний клапан КП1 повністю відкритий і РР зливається в бак, збільшення струму призводить до пропорційного зростання тиску на виході з напірної секції. Перед клапаном КПп встановлений мініатюрний фільтр Ф для часток більше 200 мкм.

Робочі секції містять гідророзподільники Р1 і Р2 для подачі РР до гідроциліндра Ц і гідромотора М. У кожній секції розміщені клапани тиску КДа типу «або», які забезпечують автоматичну передачу сигналу тиску  $LS$  від максимально навантаженого споживача до клапана КП1 в ОГП з нерегульованим насосом.



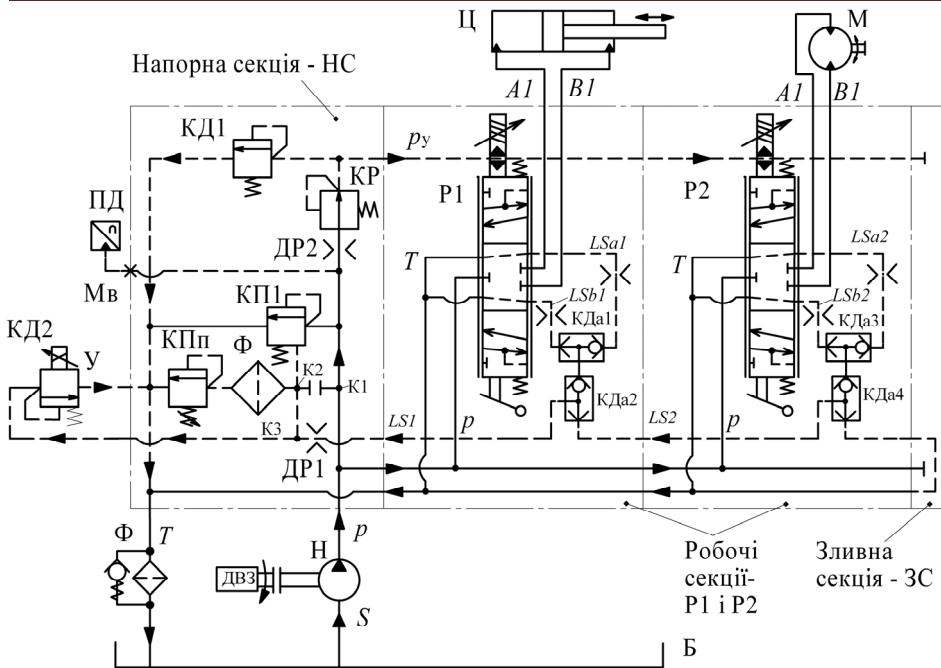


Рисунок 7 - Гідравлічна принципова схема ОГП з гідророзподільником PVG і нерегульованим насосом

Більш прогресивним з точки зору енергозбереження є ОГП з регульованим аксіальнопоршневим насосом (рисунок 8), забезпеченим автоматичним регулятором «витрата-тиск» і системою *LS*. Уведення в такий ОГП клапана пріоритету дозволяє встановлювати один насос, що забезпечує функціонування рульового керування (пріоритетного) і технологічного (робочого) обладнання.

При використанні гідророзподільника в ОГП з регульованим насосом *Н* в напірній секції *НС* виконаний розрив між точками *К2* і *К3*, а лінія *LS* сполучена з комбінованим регулятором робочого об'єму насоса типу «тиску РД - витрати РР», в якому тиск  $p_y$  є сигналом, що забезпечує два режими роботи ОГП: при досягненні тиску спрацьовування регулятора РД подача насоса *Н* стає мінімальною, компенсуючи лише витрати в регуляторі і насосі; при тиску  $p_y$  менше спрацьовування регулятора РД і при використанні дроселя на вході в гідродвигун і зворотного зв'язку за тиском *LS* за дроселем, можливо автоматичне керування подачею насоса регулятором витрати РР.

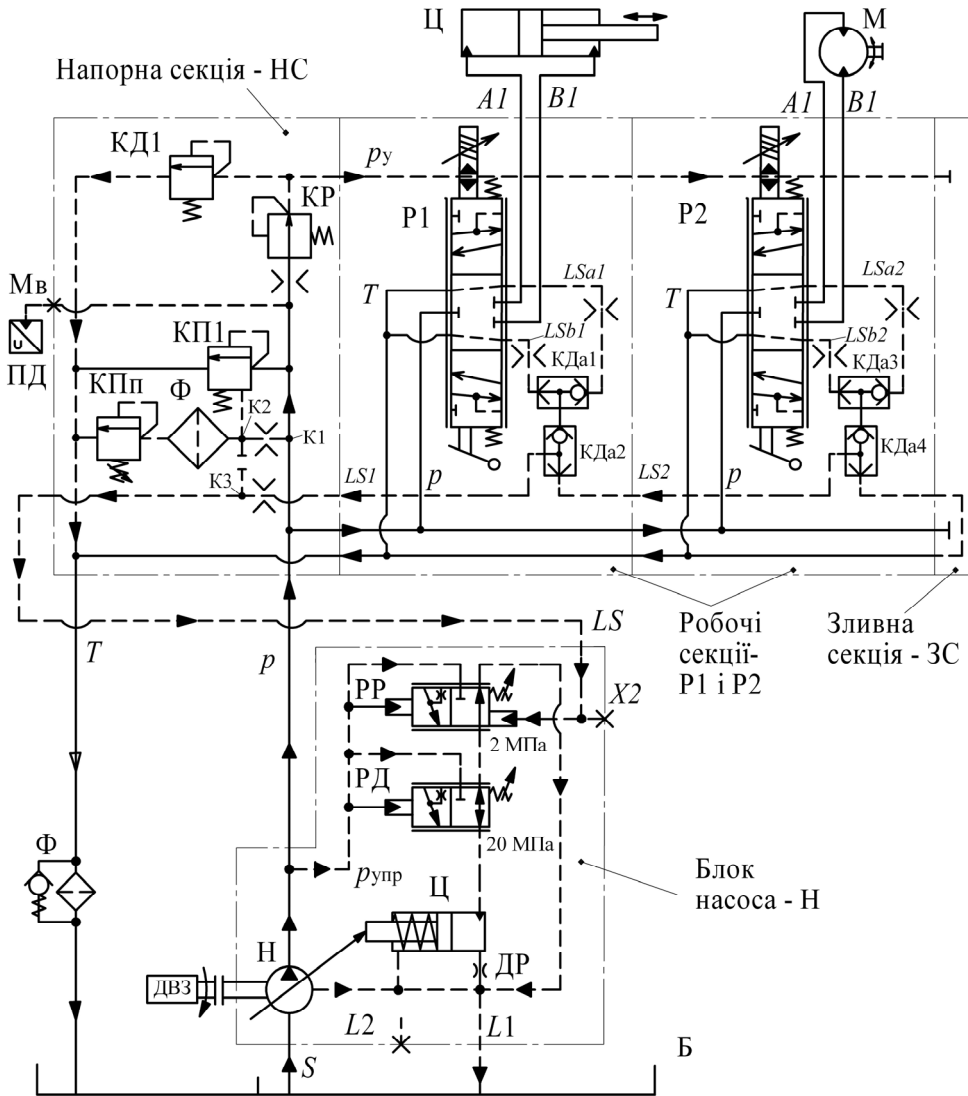


Рисунок 8 - Гідравлічна принципова схема ОГП з гідророзподільником PVG і регульованим насосом

Безпека експлуатації гідророзподільників серії PVG може бути забезпечена різними за рівнем ступенями. Джойстик PVRE має можливості для підключення гідророзподільника PVG з різними рівнями безпеки [16].

Гідророзподільники PVG оснащують ручним (мускульним), гідравлічним та електрогідравлічним механізмами керування. Електрогідравлічне керування реалізовано в дискретному (On/Off) виконанні PVEO (без зворотного зв'язку за положенням основного золотника) і з пропорційним керуванням середньої точності PVEM, високої точності PVEN і супервисокої точності PVES. Основними параметрами, що характеризують ступінь точності керування, є швидкодія і гістерезис.

В ОГП автогрейдерів широко застосовуються гідрозамки – спрямівні гідроапарати, призначені для перепускання РР в одному напрямку та запирання у зворотному напрямку за умови відсутності керувальної дії, але за наявності керувальної дії – для перепускання в обох напрямках [13;17]. Гідрозамки мають один або два запірно-регулювальних елементи (односторонні і двосторонні замки, відповідно). Конструкція гідрозамка включає зворотний клапан і гідроциліндр керування для примусового відкриття зворотного клапана. Односторонні гідрозамки перекривають тільки один канал, а двосторонні – обидва канали, що йдуть від гідророзподільника до гідроциліндра. Розрізняють гідрозамки розвантаженого і нерозвантаженого типів. У гідрозамках нерозвантаженого типу штокова порожнина гідроциліндра сполучена з підклапанною порожниною гідрозамка, а в гідрозамках розвантаженого типу ці порожнини роз'єднані й ізольована штокова порожнина гідрозамка сполучена з дренажним каналом.

На рисунку 9 наведена конструкція двостороннього гідрозамка фірми «BONDIOLI & PAVESI» (Італія) [7], що складається з корпусу 1, в центральному розточуванні якого розміщені штуцери 2, в кожному з яких вмонтовані зворотний клапан 3 з упором 4 для пружини 5. Плаваючий поршень 6 також розміщений в центральному розточуванні корпусу 1 і при своєму переміщенні відкриває один із зворотних клапанів для вільного проходження РР до гідроциліндра. Отвори А1 і В1 повідомлені з гідророзподільником, а А2 і В2 з гідроциліндром.

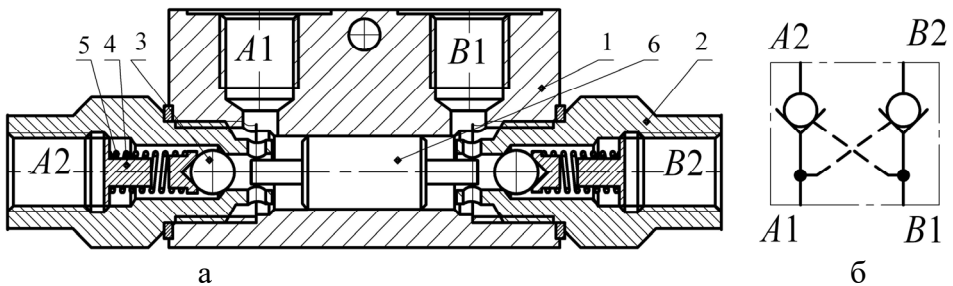


Рисунок 9 - Гідрозамок двосторонній трубного приєднання фірми «BONDIOLI & PAVESI»: а – конструкція; б – умовне позначення

Підвищені вимоги до безпеки ОГП можуть бути досягнуті в конструкціях гідрозамків з герметичними ущільненнями, наприклад в односторонньому гідрозамку (рисунок 10) [7], що містить корпус 1, пробку 2, сідло 3, поршень 4, клапан 5, пробку 6 з упором, пружину 7, опорне металеве кільце 8 і еластичне кільце ущільнювача 9. При підведенні РР в отвір (рисунок 10,а) клапан 5 герметично замикає сідло 3 завдяки наявності кільця ущільнювача 9 між ними і РР у вихідний отвір В не потрапляє. При реверсі гідроциліндра

(рисунок 10,б), коли РР надходить до гідроциліндра каналом  $A - A1$ , зусилля  $F$ , створюване тиском РР, зміщує поршень 4 вліво і услід за ним клапан 5. При цьому отвір  $B1$  в гідроциліндрі сполучається з отвором  $B$  по зазору між клапаном 5 і сідлом 3, завдяки чому РР зливається з гідроциліндра в гідробак.

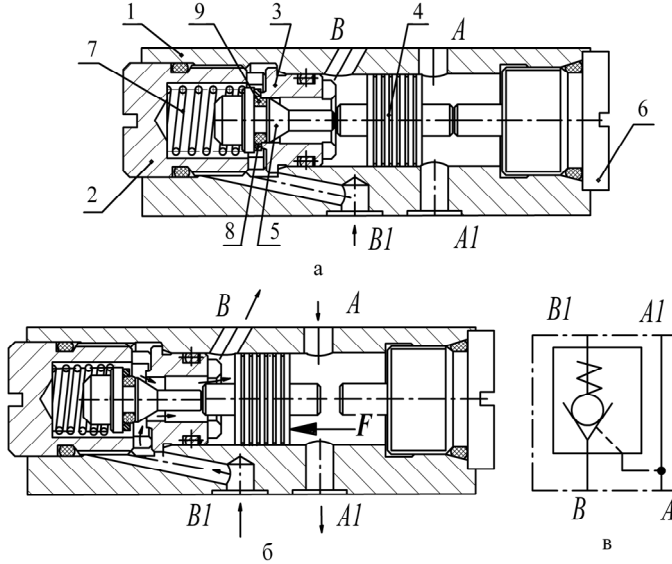


Рисунок 10 - Односторонній гідрозамок з герметичним сідлом [7] у замкненому (а) й у відкритому (б) положеннях та його умовне графічне позначення (б)

**Розрахунок динаміки об'ємного гідропривода.** На рисунку 11 представлена стендова розрахункова схема ОГП повороту грейдерного відвалу. Насос Н нагнітає РР до гідромотора М крізь дросель ДР з пропорційним електромагнітним керуванням. Приводним двигуном насоса є електродвигун Е, навантаження на гідромотор здійснюється пристроєм РО. Потік РР йде двома потоками – крізь дросель ДР та запобіжний клапан КП, який постійно переливає надмірну витрату насоса Н. Витрата крізь дросель ДР є корисною, що забезпечує функціонування ОГП повороту відвалу, витрата через клапан КП йде на нагрів РР в гідросистемі. Блок управління регулює силу струму в електромагніті, завдяки чому площа дроселя може змінюватись та пропорційно їй витрата РР. Крім того, в блоці БУ є функція регулювання часу відкриття дроселя, що дає можливість міняти інтенсивність витрати за часом. Інші позначки на схемі будуть приведені при складанні математичної моделі ОГП.

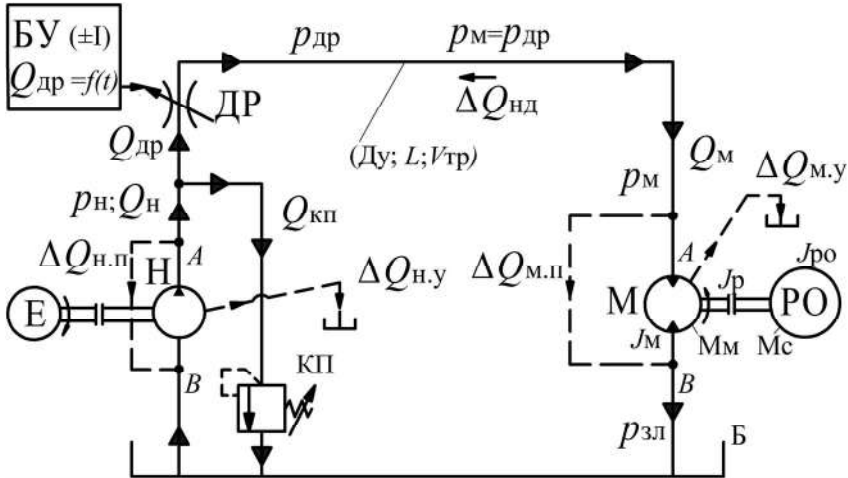


Рисунок 11-Розрахункова схема визначення параметрів ОГП повороту грейдерного відвалу з дросельним пропорційним електрогидравлічним керуванням частоти обертання гідромотора

За результатами проведених попередньо статичних розрахунків ОГП повороту грейдерного відвалу складемо математичну модель зміни динамічних характеристик гідромотора – частоти обертання і тиску в режимі розгону від часу. Skorистаємося рекомендаціями по побудові математичної моделі [18] із розімкненим ланцюгом циркуляції РР [2], замінивши також обчислювальний пакет SIAM на прогресивніший VisSim [19-21]. У математичній моделі робляться наступні допущення:

- модуль об'ємної пружності, температура, щільність і в'язкість РР є постійними значеннями;
- крутний момент опору робочого органу (повороту грейдерного відвалу) є постійним;
- момент інерції приймається постійним;
- хвилові процеси в трубопроводах не враховуються в зв'язку їх незначною протяжністю (насос і гідромотор з'єднані рукавами високого тиску);
- тиск на виході гідромотора (на зливі  $p_{зл}$ ) приймається постійним;
- ККД гідромотора і насоса приймаються постійними.

Витрата крізь дросель на основі рівняння нерозривності РР [18] визначається з виразу

$$Q_{др}(t) = Q_{м}(t) + \Delta Q_{му}(t) + \Delta Q_{мп}(t) + \Delta Q_{мд}(t), \quad (1)$$

де  $Q_{м} = W_{м} \omega_{м}$  - фактична витрата гідромотора, а параметр  $t$  для спрощення запису для даного і подальшого виразів опускаємо;

$W_M = V_M / 2\pi$  – характерний об'єм гідромотора з робочим об'ємом  $V_M$  [см<sup>3</sup>], см<sup>3</sup>/рад;

$$V_M = 2\pi \cdot W_M, \text{ см}^3, \quad (2)$$

$\omega_H$  - частота обертання гідромотора (кутова швидкість), с<sup>-1</sup>, яка пов'язана з частотою його обертання  $n_M$  [хв<sup>-1</sup>] залежністю

$$\omega_M = \frac{2\pi \cdot n_M}{60} = \frac{\pi \cdot n_M}{30}, \quad (3)$$

$\Delta Q_{\text{МУ}}$  - зовнішні витоки з гідромотора (витік із внутрішніх порожнин), см<sup>3</sup>/хв;

$\Delta Q_{\text{МП}}$  - внутрішні витоки з гідромотора (витік між внутрішніми порожнинами), см<sup>3</sup>/хв; які розраховуються за формулами

$$\Delta Q_{\text{МУ}} = C_{\text{МУ}} p_M; \quad \Delta Q_{\text{МП}} = C_{\text{МП}} (p_M - p_{\text{ЗЛ}}), \quad (4)$$

$p_H$  і  $p_{\text{ЗЛ}}$  - тиску в лініях нагнітання і зливу, відповідно, МПа;

$C_{\text{МУ}}$  - коефіцієнт зовнішніх витоків РР в гідромоторі, см<sup>3</sup>/с.МПа;

$C_{\text{МП}}$  - коефіцієнт внутрішніх витоків РР в гідромоторі, см<sup>3</sup>/с.МПа;

деформаційна витрата, викликана стисливістю РР, визначається за формулою

$$Q_{\text{МД}} = \frac{V_{\text{ТР}}}{E} \frac{dp_M}{dt}, \text{ см}^3/\text{с}; \quad (5)$$

$V_{\text{ТР}}$  - об'єм РР во вхідній (високого тиску) порожнині (трубопроводі) гідромотора, см<sup>3</sup>.

Наведемо рівняння (1) з урахуванням (2...5)

$$Q_{\text{ДР}}(t) = W_M \omega_M(t) + C_{\text{МУ}} p_M(t) + C_{\text{МП}} (p_M - p_{\text{ЗЛ}})(t) + \frac{V_{\text{ТР}}}{E} \frac{dp_M}{dt}(t). \quad (6)$$

В зв'язку з тим, що виробники гідромоторів вказують в технічних характеристиках значення об'ємного ККД ( $\eta_{м.об}$ ), а дані за  $C_{м\у}$  та  $C_{м\п}$  не приводять, то розраховуємо підсумкові витоки (внутрішні та зовнішні) РР з допущенням про тиск на зливі близький до нуля ( $p_{зл} = 0$ )

$$\eta_{м.об} = \frac{Q_{м}}{Q_{м} + \Delta Q_{м.уп}}; \quad \eta_{м.об} \cdot Q_{м} + \eta_{м.об} \cdot \Delta Q_{м.уп} = Q_{м};$$

$$\Delta Q_{м.уп} = Q_{м} \left( \frac{1}{\eta_{м.об}} - 1 \right); \quad C_{м.уп} = \frac{\Delta Q_{м.уп}}{p_{м}},$$
(7)

де  $\Delta Q_{м.уп}$  і  $C_{м.уп}$  - підсумкові витоки РР та коефіцієнт витоків, відповідно.

Таким чином, рівняння нерозривності РР (6) з урахуванням виразу для коефіцієнту сумарних витоків  $C_{м.уп}$  (7) приймає вид

$$Q_{др}(t) = W_{м} \omega_{м}(t) + C_{м.уп} \cdot p_{м}(t) + \frac{V_{тр}}{E} \frac{dp_{м}}{dt}(t).$$
(8)

Після перетворень маємо

$$\frac{dp_{м}}{dt}(t) = \left[ Q_{др}(t) - W_{м} \omega_{м}(t) - C_{м.уп} \cdot p_{м}(t) \right] \frac{E}{V_{тр}},$$
(9)

та після інтегрування отримаємо вираз для обчислення тиску в лінії нагнітання гідромотора

$$p_{м} = \int_0^t \left[ Q_{др}(t) - W_{м} \omega_{м}(t) - C_{м.уп} \cdot p_{м}(t) \right] \frac{E}{V_{тр}} dt.$$
(10)

Для розрахунку частоти обертання гідромотора та характеру її зміни розглянемо рівняння моментів

$$M_{м} - M_{с} = J_{\Sigma} \cdot \frac{d\omega_{м}}{dt},$$
(11)

де  $M_{м} = M_{м\т} \cdot \eta_{м.г\м} = W_{м} (p_{н} - p_{зл}) \cdot \eta_{м\г.м}$  - крутний момент гідромотора;

$M_{\text{MT}} = W_{\text{M}}(p_{\text{H}} - p_{\text{ЗЛ}})$  - теоретичний крутний момент гідромотора, Н.м;

$\eta_{\text{М.ГМ}}$  - гідромеханічний ККД гідромотора з допущенням того, що всі втрати в гідромоторі залежать від рідинного тертя між контртілами

$$\eta_{\text{М.ГМ}} = \frac{M_{\text{M}}}{M_{\text{MT}}} = \frac{M_{\text{MT}} - M_{\text{ж.тр}}}{M_{\text{MT}}} = 1 - \frac{M_{\text{ж.тр}}}{M_{\text{MT}}}, \quad (12)$$

$M_{\text{C}}$  - момент опору (зовнішнього навантаження), Н.м;

$J_{\Sigma} = J_{\text{M}} + J_{\text{P}} + J_{\text{PO}}$  - сумарний момент інерції, приведений до валу гідромотора, Н.м.с<sup>2</sup>/рад<sup>2</sup>;

$J_{\text{M}}$  - момент інерції частин гідромотора, що обертаються, Н.м.с<sup>2</sup>/рад<sup>2</sup>;

$J_{\text{P}}$  - момент інерції приводної частини (редуктора), Н.м.с<sup>2</sup>/рад<sup>2</sup>;

$J_{\text{PO}}$  - момент інерції робочого органу (зовнішнього навантаження), Н.м.с<sup>2</sup>/рад<sup>2</sup>.

Після перетворювань

$$W_{\text{M}}(p_{\text{H}} - p_{\text{ЗЛ}}) \cdot \eta_{\text{М.ГМ}} - M_{\text{C}} = J_{\Sigma} \cdot \frac{d\omega_{\text{M}}}{dt}, \quad (13)$$

отримаємо вираз для розрахунку частоти обертання гідромотора

$$\omega_{\text{M}} = \int_0^t \frac{1}{J_{\Sigma}} [W_{\text{M}}(p_{\text{H}} - p_{\text{ЗЛ}}) \cdot \eta_{\text{М.ГМ}} - M_{\text{C}}] dt. \quad (14)$$

Таким чином, при аналізі динаміки ОГП будемо використовувати вирази (10) для значень тиску  $p_{\text{M}}(t)$  та (14) для значень частоти обертання  $\omega_{\text{M}}(t)$  або  $n_{\text{M}}(t)$  згідно з (3).

В роботі [18] запропоновано задаватися лінійним зусиллям навантаження на гідроциліндр ОГП зворотно-поступового руху, однак при цьому тільки зі ступеневим (скачковим) значенням витрати РР. Тому для більш поглибленого аналізу ОГП приймаємо



лінійні закони змінювання крутного моменту гідромотора  $M_c$  та витрати РР крізь дросель  $Q_{др}$  з такими обмеженнями

$$M_c = \begin{cases} k_M \cdot t & \text{при } 0 \leq t \leq t_0, \\ M_c & \text{при } t \geq t_0, \end{cases} \quad Q_{др} = \begin{cases} k_Q \cdot t & \text{при } 0 \leq t \leq t_0, \\ Q_{др} & \text{при } t \geq t_0, \end{cases} \quad (17)$$

де  $k_M = \frac{M_c}{t_0}$  і  $k_Q = \frac{Q_{др}}{t_0}$  – швидкість зростання крутного моменту та витрати крізь дросель за лінійним законом.

$t_0$  – час зростання  $M_c$  або  $Q_{др}$ .

В подальшій роботі використовуємо програмний комплекс VisSim (Visual Simulator) розроблений фірмою Visual Solutions Inc (США), який відноситься до ряду класичних програм блокового моделювання [19]. У ньому інтегрована більшість відомих програмно-апаратних методів дослідження і розробки систем моделювання. Програма VisSim дозволяє будувати моделі безпосередньо по математичному опису об'єкту моделювання, в якому диференціальні рівняння представлені в нормальній формі Коши. Кожен блок реалізує певну математичну функцію. Математична модель досліджуваної системи (її алгебраїчні, трансцендентні і звичайні диференціальні рівняння, нерівності та ін.) має бути представлена у вигляді структурно-функціональної схеми для подальшого набору у вигляді сукупності блоків і зв'язків між ними (діаграм).

Методи інтегрування в пакеті VisSim дозволяють вирішувати диференціальні рівняння методами: Euler - Ейлера; Trapezoidal - трапецій; RK2 - Рунге-Кутта 2-го порядку точності; RK4 - Рунге-Кутта 4-го порядку точності; Adaptive - адаптивний Рунге-Кутта 5-го порядку точності; Backward Euler - зворотний метод Ейлера (чи неявний метод Ейлера), який є одним з основних чисельних методів рішення звичайних диференціальних рівнянь.

Вихідні дані для динамічного розрахунку, які є результатом статичного розрахунку за методикою в роботі [7] та заданих початкових умов:

$$M_c = 70 \text{ Н.м}; \quad n_M = 720 \text{ хв}^{-1}; \quad V_M = 56 \text{ см}^3; \quad Q_{др, \text{макс}} = 42 \text{ л/ хв}; \\ V_{Тр} = 283 \text{ см}^3; \quad \eta_{М.об} = 0,95; \quad \eta_{М.ГМ} = 0,94; \quad J_{\Sigma} = 0,046 \text{ Н.м.с}^2 / \text{рад}^2; \\ E = 1500 \text{ МПа}.$$

При проведенні динамічних розрахунків ОГП задаємо змінну витрату  $PP$  за часом зростання до максимального значення  $tQ_{др,макс}$  від 0,042 с до 0,56с (6 значень) та одне постійне значення часу зростання крутного моменту за 0,05 с.

На рисунках 12 приведені блоки VisSim завдання зростання крутного моменту  $M_c$  та витрати крізь дросель  $Q_{др}$  тиску в ОГП та частоти обертання гідромотора згідно з виразами (17).

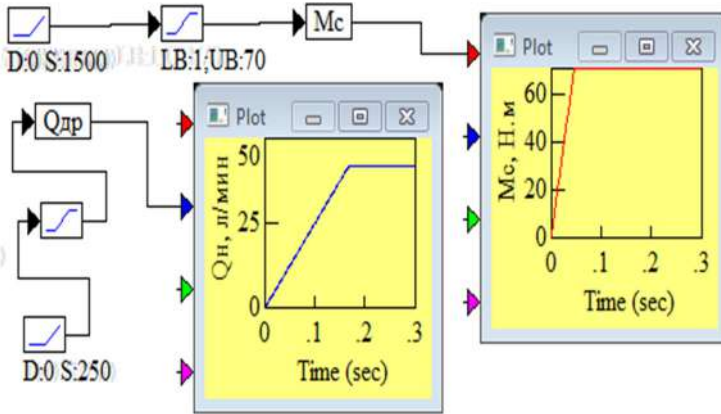


Рисунок 12 - Блоки VisSim завдання зміни крутного моменту  $M_c$  за 0,05 с та витрати крізь дросель  $Q_{др}$  за 0,17 с

На рисунках 13 і 14 приведені блоки VisSim розрахунку перепаду тисків та частоти обертання гідромотора та відповідні результати моделювання динаміки на режимі задання часу зростання витрати крізь дросель до виходу на максимальне значення  $tQ_{др,макс} = 0,042$  с.

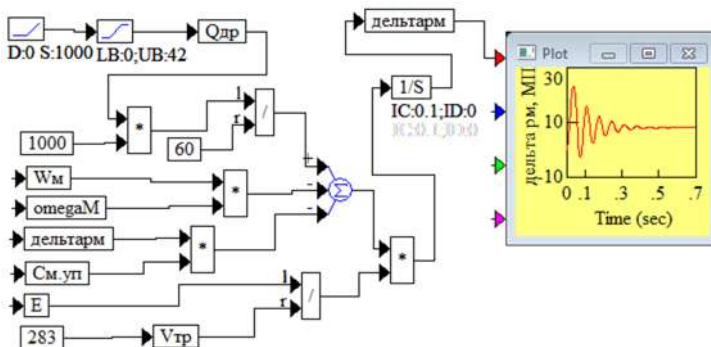


Рисунок 13 - Блок розрахунку тиску в ОГП та динамічний процес зростання витрати  $PP$  крізь дросель до виходу на максимальне значення  $tQ_{др,макс} = 0,042$  с

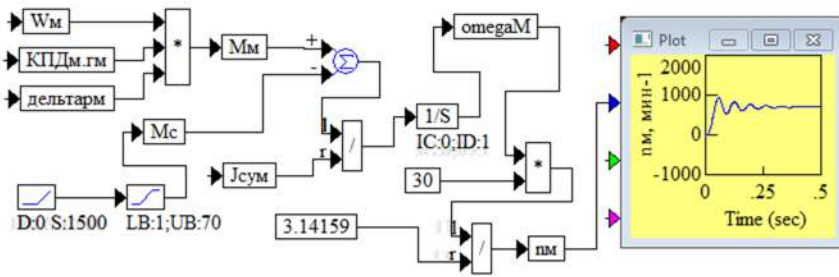


Рисунок 14 - Блок розрахунку частоти обертання гідромотора та динамічний процес при витраті РР крізь дросель до виходу на максимальне значення  $t_{Q_{др,макс}} = 0,042 \text{ с}$

На рисунку 15 приведені осцилограми зміни частоти обертання гідромотора та перепаду тисків в ОГП при  $t_{Q_{др,макс}} = 0,56 \text{ с}$ , тобто за час, збільшений на порядок.

Слід відзначити, що зі зростанням часу виходу на максимальну витрату РР кількість коливань тиску і частоти обертань гідромотора зростають, однак час їх стабілізації не перевищує 0,7 с, тобто є достатньо малим для всіх режимів пуску ОГП.

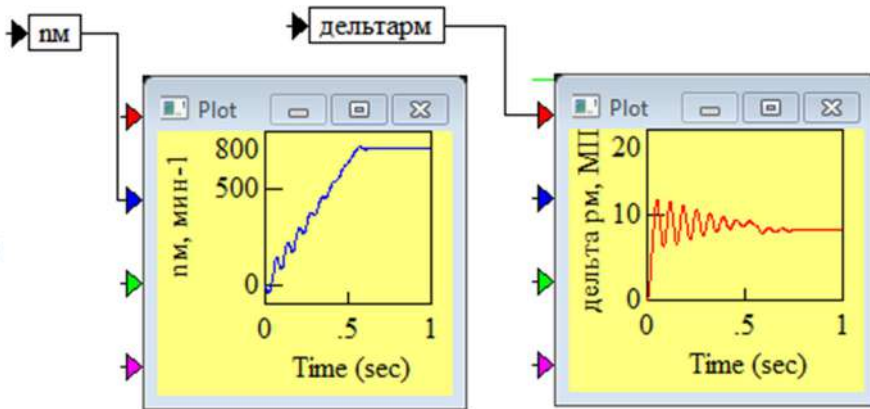


Рисунок 15 - Динамічні процеси в ОГП обертання гідромотора при витраті РР крізь дросель до виходу на максимальне значення за  $t_{Q_{др,макс}} = 0,56 \text{ с}$ .

На рисунку 16 зображені дані коливань частоти обертання (а) та тиску (б) в ОГП гідромотора при часі відкриття дроселя від 0,042 с до 0,56 с. Зі збільшенням часу зростання витрати скрізь дросель до її максимального значення зменшуються максимальні значення частоти обертання від  $949 \text{ хв}^{-1}$  до значення в  $725 \text{ хв}^{-1}$  (на 24 %), досить близького до робочого постійного в  $717 \text{ хв}^{-1}$ , а перепад тисків

досить суттєво з 23,4 МПа до 11,8 МПа (на 50 %), але не до робочого постійного тиску в 8,3 МПа.

Таким чином, встановлено, що час відкриття дроселя витрати РР до гідромотора суттєво впливає на динамічні процеси в ОГП. Однак для реалізації режиму змінювання часу зростання витрати потрібно використовувати в ОГП гідророзподільники або дроселі з електромагнітним пропорційним керуванням [22], в склад яких входить електронний блок з функцією зміни часу переміщення робочого елемента (золотника).

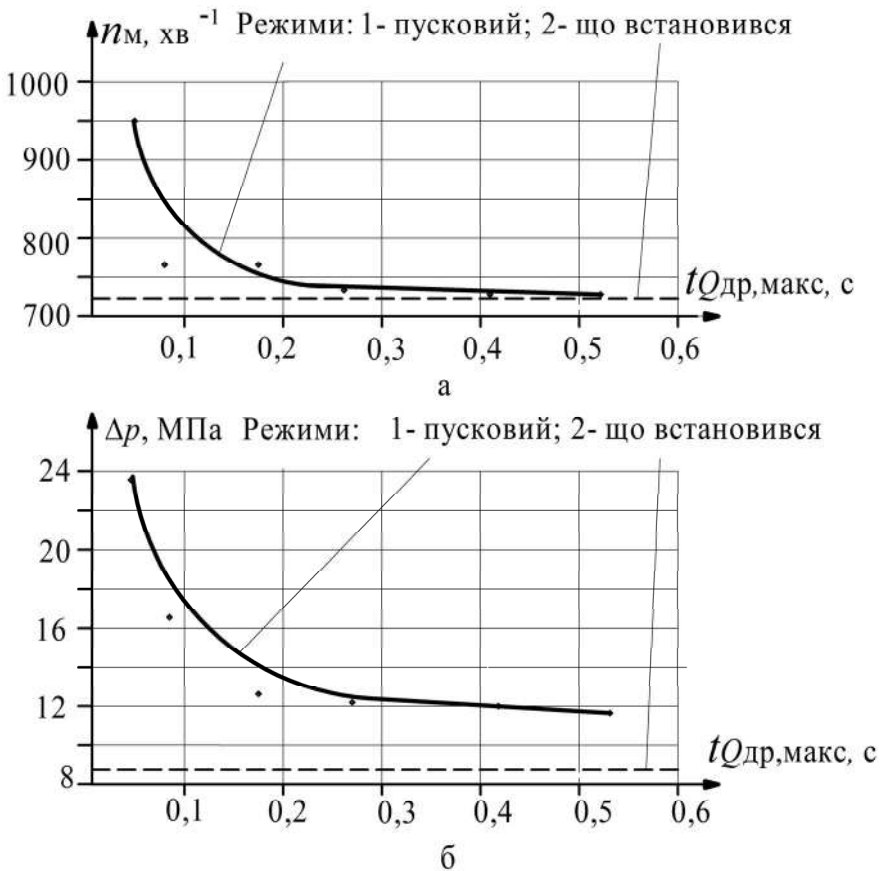


Рисунок 16 - Графічні характеристики ОГП залежно від часу відкриття дроселя  
(а – частоти обертання гідромотора; б – тиску в ОГП)

### Висновки

1. В автогрейдері ДЗк250В застосований об'ємний гідропривод (ОГП) з електромагнітним дистанційним керуванням переміщення золотників, що є прогресивним рішенням в порівнянні з ручним керуванням, однак з відсутністю безступеневого пропорційного керування та системи енергозбереження.

2. Застосований в ОГП ДЗк250В аксіальнопоршневий гідромотор з похилим блоком циліндрів та двома деталями поршневої групи (поршень- шатун) має кут похилу блока циліндрів 25 градусів, що суттєво поступається по металоемності сучасним конструкціям гідромоторів з кутом в 40 градусів завдяки єдиній деталі поршень-шатун (від 28 до 17 кг). Такі гідромотори засвоєні виробництвом на вітчизняному підприємстві «Гідросила» (м. Кропивницький).

3. Аналіз динаміки ОГП на режимах пуску гідромотора повороту грейдерного відвалу показав, що на амплітуду початкових коливань швидкості та тиску суттєво впливає час зростання витрати РР. Залежно від часу зростання витрати амплітуда коливань тиску може зменшуватись від 24 МПа до 16 МПа, а коливання частоти обертання практично до значення, яке встановлюється в робочому режимі обертання. Однак для реалізації режиму змінювання часу зростання витрати потрібно використовувати в ОГП гідророзподільник або дроселі з електромагнітним пропорційним керуванням [14], електронний блок керування якими має звичай функцію зміни часу переміщення робочого елемента (золотника). Тому прогресивним є перехід в ОГП автогрейдера на гідророзподільник з електромагнітним пропорційним керуванням, наприклад, серії PVG фірми «SAUER DANFOSS», оснащених системою енергозбереження *LS* як при дросельному, так і при машинному (за рахунок автоматичної зміни робочого об'єму насоса) способах керування витратою РР.

4. Треба також відмітити, що ОГП автогрейдера ДЗк250В потребує суттєвої модернізації, так як максимальний тиск не перевищує 10 МПа, а сучасні ОГП працюють на тиску до 25 МПа та вище [23;24]. Підвищення тиску дозволяє зменшити габарити і масу низки гідроприсроїв, зокрема зменшити робочий об'єм гідромотора обертання грейдерного відвалу.

### Список використаної літератури

1. Емельянова И.А. Машины и оборудование для возведения зданий и сооружений из монолитного железобетона / И. А. Емельянова. – Харьков : Факт, 2008. – 376 с.
2. Гідроприводи об'ємні та пневмоприводи. Частина 1. Загальні поняття. Терmini та визначення (ДСТУ 3455.1-96). – [Чинний 1998-01-01]. – 48 с. – (Держспоживстандарт України).
3. Автогрейдеры ДЗк250В и ДЗк251 и их модификации / Руководство по эксплуатации // АО «Крюковский вагоностроительный завод». – ДЗк250В. РЭ (редакция 1). – 2000 г. – 129 с.

4. Гідроприводи об'ємні та пневмоприводи. Частина 2. Об'ємні гідромашини та пневмомашини. Термини та визначення (ДСТУ 3455.2-96). [Чинний від 1998-01-01]. – 60 с. Державний стандарт України.

5. Гидропривод. Основы и компоненты. Учебный курс по гидравлике, том № 1, заказной номер – RRS, издание 3.1. 2003 г. Издание 2 (на русском языке), Издатель :Бош Рексрот АГ Сервис Автоматизация Дидактика 64711, г. Эрбах, Германия. – 322 с.

6. Мушловин Б.Л. Аксиально-поршневые насосы за рубежом / Б. Л. Мушловин, Ю. А. Гавриленко, В. М. Волоцкий НииМаш, Серия С-V: Гидравлическое и пневматическое оборудование, 1973. – 106 с.

7. Аврунін Г.А. Гідрравлічне обладнання будівельних та дорожніх машин: підручник / (Г. А. Аврунін, І. Г. Кириченко, В. Б. Самородов); під ред. Г. А. Авруніна. – Харків: ХНАДУ, 2016. – 438 с.

8. Мобильная гидравлика, мобильная электроника, приводы. Обзор программы. (на русском языке). Rexroth Bosch Group. The Drive & Control Company RRS 90 112/08.02. Printed in Poland. – 88с.

9. Hydraulic Motor/Pump Series F11/F12 Fixed Displacement. – PARKER HYDRAULICS; HY17-8249/UK, October, 2000 – 31p.

10. Bent-axis pumps and motors. Аксиальнопоршневые насосы и гидромоторы с наклонным блоком серии BF10/BF20/BV10. Гидросила, Украина, Кировоград (Кропівницький). – Каталог 022015. – 60 с.

11. ОАО «Стройгидравлика»: Каталог изделий : [Электронный ресурс]. – Режим доступа : [http:// www.stroygidravlika.com.ua](http://www.stroygidravlika.com.ua). – 31.03.2012. – Одесса : – 2008г. – 58 с.

12. ОАО «Пневмостроймашина» PSM-Hydraulics: Каталог продукции : [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.psm-hydraulics.ru>. – 29.03.12. – Екатеринбург : – 282 с.

13. Гідроприводи об'ємні та пневмоприводи. Частина 3. Гідроапарати та пневмоапарати. Термини та визначення (ДСТУ 3455.3-96). – [Чинний від 1998-01-01]. – 36 с. – (Державний стандарт України).

14. Не зависящие от нагрузки пропорциональные распределители PVG 32: каталог : SAUER-DANFOSS. – М. : ЗАО Данфосс. – 02/02. – 40 с.

15. Бондарь В.А. Система Load – Sensing в сельскохозяйственной технике / В. А. Бондарь // Вибрации в технике и технологиях. – Винницкий государственный аграрный университет. – 2003. – № 4(30). – С. 19–26.

16. Ручки дистанционного управления. Электронные аксессуары. Для группы гидравлических клапанов фирмы «Данфосс». НК.50.С1.02. – Данфосс 11/92. – 56 с.

17. Беркович Ф.М. Применение гидрозамков в гидроприводах строительных и дорожных машин / Ф. М. Беркович, Ф. Н. Жуков // Строительные и дорожные машины. – 1976. – № 3. – С. 27–28.

18. Расчет, проектирование и эксплуатация объемного гидропривода / З. Л. Финкельштейн, О. М. Яхно, В. Г. Чебан и др. – Киев : НТУУ «КПИ» ВПИ ВПК «Политехника», 2006. – 216 с.

19. Клиначёв Н. В. Моделирование систем в программе VisSim: Справочная система. – Online версия 1.0. – Челябинск, 2001. – файлов 214, ил. (архив Offline версии – vsmhlpru.chm).

20. Систук В. А., Богачевский А. А., Шумский В. Ю. Возможности использования программы имитационного моделирования PTV VISSIM для подготовки специалистов по направлениям «Транспортные технологии» и «Автомобильный транспорт». Інформаційні технології і засоби навчання. 2016. Т. 52, № 2. С. 93–107.

21. Сизый Ю. А., Сталинский Д. В., Любимый Ю. Н. Динамика и компьютерное моделирование металлорежущих станков: лабораторно-компьютерный практикум. Харьков: Изд-во «ИНДУСТРИЯ», 2013. 104 с.

22. Шольц Д. Пропорциональная гидравлика. Основной курс. ТР 701. ISBN 966-96191-1-4. «Фесто-Дидактик»: Учебник / Д. Шольц – Киев : ДП «Фесто», 2002. – 123 с.

23. Григоров О.В. Гідравлічний привод підйомнотранспортних, будівельних та дорожніх машин: Навч. Посібник / О. В. Григоров – Харків : НТУ «ХП», 2005. – 264 с.

24. Андренко П.М. Комплексний універсальний критерій оцінки технічного рівня гідравлічних машин, гідроагрегатів та гідравлічних пристроїв / П. М. Андренко, А. Ю. Лебедев // Промислова гідравліка і пневматика. – Вінниця. – 2017. – № 3(57). – С. 3–11.

## ANALYSIS OF THE DYNAMICS OF A VOLUME HYDRAULIC DRIVE OF THE DZk250B GRADER

Avrunin G. A., Pimonov I. G., Zherelii O. I., Kapustina K. V.  
*Kharkiv National automobile and highway University*

**Annotatoin.** Research of dynamic processes in by volume hydraulic drive of rotation a grader to the dump during his starting is an actual task, so as she is sent to the decline of pressure and frequency of rotation that gives an opportunity of decline of the dynamic loading of hydraulic drive and increase of longevity of axial piston hydromotor as the most ponderable at price hydraulic unit fluctuations. The modes of loading of by volume hydraulic drive are investigational, that reduce pressure and velocity of circulation of hydromotor fluctuation during his starting and to



offer engineering solution for practical realization in the hydraulic fundamental chart of motor-grader. The analysis of the applied and perspective hydraulic units is driven to by volume hydraulic drive of motor-grader of model of DZk250B. To find the decision of aim of the advanced study in the real construction of by volume hydraulic drive motor-grader with a axial piston hydromotor, that must create a twisting moment no less than 70 H.M and frequency of rotation of to 700 min<sup>-1</sup>. During work methodologies of research of analytical methods of static and dynamic calculations were used on the basis of mathematical model in that equalization of unbreak and Pascal's law are included for a working liquid, and also laws of mechanics of Newton. Nonlinear differential equalizations are untied by means of application of VisSim package with further application of design of work of hydraulic drive on the starting mode of hydromotor. Job performances are useful to the specialists that engage in planning and modernisation of motor-graders. Increasing the pressure can reduce the size and weight of a number of hydroprints, in particular, reduce the working volume of the motor of the rotary grader blade. Such work is executed first.

**Keywords:** motor-grader, by volume hydraulic drive, axial piston hydromotor, mathematical model, dynamics of hydraulic drive, package of softwares of VisSim.



УДК 621.86.06

DOI: 10.15276/pidtt.2.63.2020.07

Чаюн И. М., Вовк П. Е.

Одесский национальный политехнический университет

## РАСЧЕТ КАНАТОВ НА ПРОЧНОСТЬ ПО ПРЕДЕЛЬНОМУ УПРУГОМУ СОСТОЯНИЮ

**Анотація.** Розроблено методикау теоретичного визначення міцностних  $P_e$  та деформативних характеристик граничного пружного стану канатів для чотирьох схем навантаження в початковому стані, а також з урахуванням експлуатаційного обриву дротів: дві схеми - це розтягання з навивкою на барабан при вільному підвісі вантажу і при вантажі в направляючих, дві інші схеми - це розтягання прямого каната без згину. В якості граничного пружного прийнято стан каната, при якому один з дротів (або група) досягають деформації порогу пружності (плинності). Зусилля розтягування канатів  $P_e$  граничного пружного стану істотно залежать від схеми навантаження, конструкції каната та наявності обривів дротів. Для досліджуваних схем навантаження і різних конструкцій канатів зусилля представлені у відносному вимірі  $\bar{P}_e = P_e/P_c$ , де  $P_c$  - сумарне розривне зусилля дротів каната. При розтягуванні з вільно підвішеним вантажем  $\bar{P}_e = 0,22 - 0,31$  (менші значення при розтягуванні з навивкою на барабан); при вантажі в направляючих  $\bar{P}_e = 0,61 - 0,72$ . Головною причиною низьких значень характеристик  $\bar{P}_e$  є нерівномірність деформацій розтягання дротів в канаті. Це в першу чергу обумовлюється деформацією  $\theta$  крутіння каната, в другу деформацією  $\chi$  згину. Величини середнього умовного напруження  $\sigma$  показують, що їх рівень в граничному пружному стані канатів вище цього параметра при робочих (експлуатаційних) навантаженнях. Це корисно враховувати при аналізі нормативних запасів міцності для конкретних схем навантаження канатів.

Наявність обривів дротів призводить до формування жорсткостей впливу: поздовжньо згинних  $G_{13}, G_{14}$ , крутильно згинних  $G_{23}, G_{24}$ , а також, згинно-згинної  $G_{34}$ . При розтягуванні канатів в стані з цими жорсткостями виникають додаткові деформації згину і крутіння каната, а відповідно і деформації дротів як в сторону збільшення в порівнянні з номінальним станом, так і в бік зменшення. Характеристики  $\bar{P}_e$  в станах з обривами дротів при розтягуванні в направляючих зменшуються, а при вільно підвішеному вантажі залишаються практично незмінними, тому що деформації крутіння

канатів істотно не змінюються.

**Ключові слова:** канат, межа плинності, пружний стан, напруження, деформації, тертя.

**Введение.** В основе методов расчета на прочность лежит сопоставление двух состояний детали, или конструкции, в целом: номинального и предельного. В методе расчета по допускаемым напряжениям в качестве параметра номинального состояния, принимается напряжение (нормальное, касательное или эквивалентное) в той точке детали, где его величина наибольшая. В качестве предельного состояния принимается напряжение, равное пределу текучести (упругости)  $\sigma_T$  или пределу прочности  $\sigma_B$ , которые являются прочностными характеристиками материала детали. Применительно к нормальным напряжениям условие прочности имеет вид

$$\max \sigma \leq [\sigma] = \frac{\sigma_L}{[n]}, \quad (1)$$

где  $[\sigma]$  – так называемое допускаемое напряжение;

$\sigma_L = \sigma_T$  или  $\sigma_L = \sigma_B$  – предельное напряжение.

На диаграмме  $\sigma - \varepsilon$  (рис.1) смысл условия (1) определяется тремя напряжениями: допускаемым  $[\sigma]$ , предельным  $\sigma_L$  и третьим напряжением – текущим  $0 \leq \max \sigma \leq \sigma_L$ , которое при предусмотренных условиях эксплуатации может подойти к предельному  $\sigma_L$  но не превысит его. Это гарантируется нормативным  $[n]$  запасом.

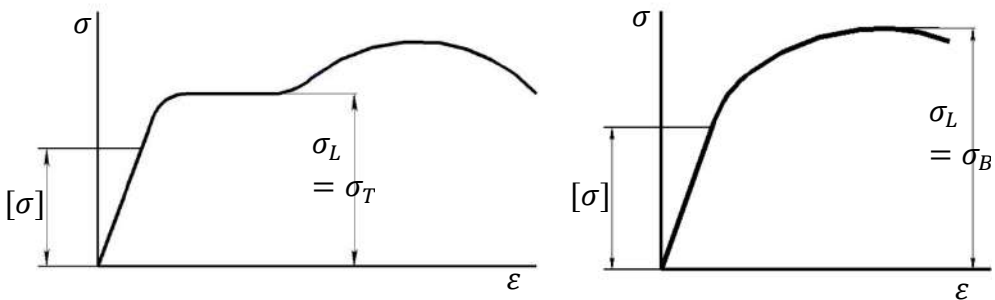


Рисунок 1 – Соотношение напряжений номинального (допускаемого)  $[\sigma]$  и предельного  $\sigma_L$

Термин «допускаемое напряжение» не совсем точно отражает суть метода. Точнее отвечал бы сути термин «номинальное напряжение».

В методе расчета по несущей способности номинальным принимается состояние, соответствующее паспортным данным, например, грузоподъемности крана. Предельным состоянием является

несущая способность детали или конструкции в целом (это нагрузка, превышение которой ведет к разрушению).

**1. Анализ литературы.** По сути канаты на прочность рассчитываются по несущей способности. Здесь следует возразить утверждению в [1], что прочностной расчет канатов выполняется по методу допускаемых напряжений. Предельное состояние в расчете каната отражается его характеристикой, которая в [2] называется «разрывное усилие каната в целом», в [3] называется *Mindest bruchkraft* – (минимальное разрывное усилие каната). Обобщенная суть этих характеристик

$$P_H = KP_C, \quad (2)$$

где  $K = 0,83$  согласно [2] и  $K = 0,75 \div 0,9$  согласно [3] (меньшее значение относятся к трехслойному канату двойной свивки, больше к однослойным конструкциям);

$P_C$  – суммарное разрывное усилие всех проволок каната ( $P_C = F_C \cdot \sigma_B$ , где  $F_C$  – суммарная площадь сечения проволок,  $\sigma_B$  – предел их прочности).

Известно, что такая расчетная схема в определении несущей способности  $P_H$  каната весьма неточна, т.к. неполноценно учитывает схему нагружения каната его конструкцию и пластические свойства проволок.

В работе [4,5] приведен расчет несущей способности канатов при растяжении в направляющих и растяжении свободно подвешенным грузом на основе исследования упруго-пластического деформирования проволок с учётом их пластических свойств (равномерной предельной деформации  $e_L$ , методика определения которой описана в [6]).

Представляется целесообразным по аналогии с методом «допускаемых напряжений» и в расчете канатов использовать две характеристики предельного состояния: усилие растяжения каната, соответствующее предельному упругому состоянию и усилие растяжения, равное несущей способности каната.

**2. Изложение основного материала.** Целью данной работы является аналитическое определение растягивающих усилий, деформаций и напряжений в проволоках в предельном упругом состоянии каната, что составляет основу прочностного расчета. Указанные исследования относятся как к первому периоду нагружения, так и к эксплуатационному состоянию, связанному с появлением обрывов проволок.

Рассматриваются четыре схемы нагружения каната, две из которых – это растяжение с навивкой на барабан при свободном подвесе груза (рис.2, а) и при грузе в направляющих (рис.2, б) [7].

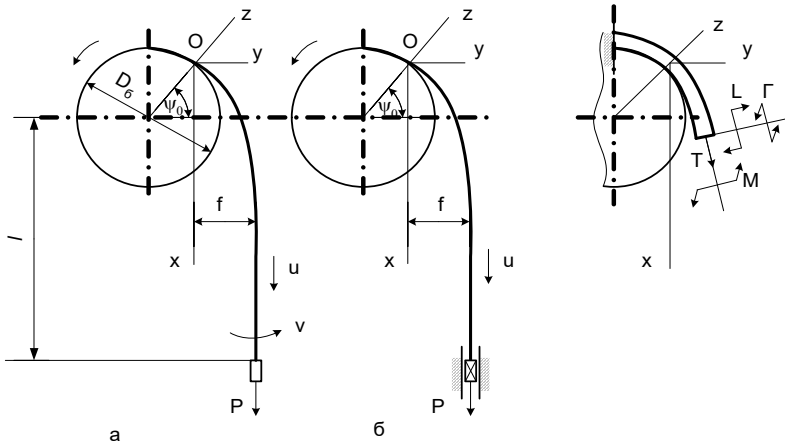


Рисунок 2 – Схемы нагружения каната

Две другие схемы – это растяжение прямого каната можно считать частным случаем двух первых (формально они получаются при диаметре барабана  $D_0 \rightarrow \infty$ ).

**2.1 Параметры изгиба.** Уравнение изогнутой оси каната (рис. 2)

$$y = f(1 - e^{-kx}); \quad f = \frac{G_{33}}{PR}, \quad (3)$$

где  $G_{33}$  – изгибная жесткость сечения каната в плоскости навивки.

Функции кривизны и угла поворота сечений каната

$$\chi = R^{-1}e^{-kx}; \quad \psi = (G_{33} / PR^2)^{0.5} e^{-kx}, \quad (4)$$

где  $k = (P / G_{33})^{0.5}$ ;  $R = 2(D_0 + d_k)$ ;  $d_k$  – диаметр каната.

**2.2 МКЭ в деформированном состоянии канатов.** Из трех разновидностей МКЭ применяем метод перемещений с основным уравнением в таком виде:

$$|G| \cdot |DK| = |F|. \quad (5)$$

Здесь  $|G|$  глобальная матрица жесткости сечений каната [7]

$$|G| = \begin{vmatrix} G_{11} & G_{12} & G_{13} & G_{14} \\ G_{21} & G_{22} & G_{23} & G_{24} \\ G_{31} & G_{32} & G_{33} & G_{34} \\ G_{41} & G_{42} & G_{43} & G_{44} \end{vmatrix} = \sum_1^S sc \alpha_i \cdot sc \beta_i |K|_i \begin{vmatrix} \Phi_{p_i} & & & 0 \\ & \Phi_{t_i} & & \\ & & \Phi_{u_i} & \\ 0 & & & \Phi_{u_i} \end{vmatrix} \cdot |K|_i^T, \quad (6)$$

где  $G_{11}, G_{22}, G_{33}, G_{44}$  – продольная, крутильная и изгибные жесткости сечения каната;  $G_{12} = G_{21}, \dots, G_{34} = G_{43}$  – жесткости влияния;  $\Phi_p = \pi \delta^2 / 4$ ;  $\Phi_t = \pi \delta^4 / 32$ ;  $\Phi_u = \pi \delta^4 / 64$  – жесткости сечения проволоки (продольная, крутильная, изгибная).

Матрица  $|K|_i$  удельных деформаций  $i$ -ой проволоки. Ее элементы получены на основе геометрических уравнений деформации

проволок в канате одинарной свивки (в пряди) и прядей в канате двойной свивки [7]

$$|K|_i = \begin{vmatrix} K_{e\varepsilon} & K_{t\varepsilon} & K_{b\varepsilon} & K_{n\varepsilon} \\ K_{e\theta} & K_{t\theta} & K_{b\theta} & K_{n\theta} \\ K_{e\chi} & K_{t\chi} & K_{b\chi} & K_{n\chi} \\ K_{e\zeta} & K_{t\zeta} & K_{b\zeta} & K_{n\zeta} \end{vmatrix} = |KT|_i \cdot |KF|_i =$$

$$= \begin{vmatrix} \bar{K}_{E\varepsilon} & \bar{K}_{T\varepsilon} & \bar{K}_{B\varepsilon} & 0 \\ \bar{K}_{E\theta} & \bar{K}_{T\theta} & \bar{K}_{B\theta} & 0 \\ \bar{K}_{E\chi} & \bar{K}_{T\chi} & \bar{K}_{B\chi} & \bar{K}_{N\chi} \\ \bar{K}_{E\zeta} & \bar{K}_{T\zeta} & \bar{K}_{B\zeta} & \bar{K}_{N\zeta} \end{vmatrix} \cdot \begin{vmatrix} K_{eE} & K_{tE} & K_{bE} & 0 \\ K_{eT} & K_{tT} & K_{bT} & 0 \\ K_{eB} & K_{tB} & K_{bB} & K_{nB} \\ K_{eN} & K_{tN} & K_{bN} & K_{nN} \end{vmatrix}; \quad (7)$$

$|KT|_i$  – матрица удельных деформаций пряди в канате, в которую входит  $i$ -я проволока;  $|KF|_i$  – матрица удельных деформаций  $i$ -ой проволоки в пряди.

В элементах матрицы  $|K|_i$  первый индекс указывает деформацию проволок в канате ( $e$  – продольная;  $t$  – кручения;  $b$  и  $n$  – изгиба), а второй – деформацию каната, от которой происходит данная деформация проволоки.

В элементах матрицы  $|K|_i$  первый индекс указывает деформацию пряди в канате, в которую входит  $i$ -я проволока ( $E$  – продольная;  $T$  – кручения;  $B$  и  $N$  – изгиба), а второй индекс указывает деформацию каната, от которой происходит данная деформация пряди.

В элементах матрицы  $|KF|_i$  первый индекс указывает деформацию проволоки в пряди ( $e$  – продольная;  $t$  – кручения;  $b$  и  $n$  – изгиба), а второй – деформацию пряди, с которой непосредственно связана данная деформация проволоки.

Элементы матриц  $|KF|_i$  и  $|KT|_i$  получаются на основе геометрических уравнений деформации проволок в канате одинарной свивки (пряди) и прядей в канате двойной свивки с учетом поперечного сужения и трения [6].

Деформации каната

$$|DK| = |\varepsilon \theta \chi \zeta| = |G|^{-1} |F|, \quad (8)$$

где  $\varepsilon$  – продольная деформация;  $\theta$  – деформация кручения;  $\chi$  и  $\zeta$  – деформации изгиба в плоскости барабана и из плоскости.

Вектор внутренних силовых факторов в сечениях каната (рис.2, б)

$$|F| = |T M L G|^T. \quad (9)$$

Компоненты вектора  $|F|$  согласно рис.2, б:

$$\text{продольное усилие} \quad T = P \cos \psi, \quad (10)$$

$$\text{крутящий момент} \quad M = M_H \cos \psi, \quad (11)$$

$$\text{изгибающие моменты} \quad L = P f e^{-kx} \sin \psi; \quad \Gamma = M_H \sin \psi, \quad (12)$$

где  $M_H$  – реакция направляющих.

**2.3 Общее выражение усилия растяжения предельного упругого состояния каната.** Предельным упругим считаем состояние каната, при котором один из его элементов достигает деформации соответствующей пределу упругости (пределу текучести) проволоки (в общем случае элементами являются каждая из проволок каната). Это состояние соответствует усилию растяжения каната

$$P_e = \min \frac{e \cdot \kappa_\delta}{\delta_i}; \quad i = 1, 2, \dots, s, \quad (13)$$

где  $e = \varepsilon_T$  – предельное значение упругой деформации растяжения проволок в канате ( $\varepsilon_T$  – деформация проволоки, соответствующая пределу текучести (упругости) по схематизированной диаграмме  $\sigma - \varepsilon$  проволоки);

$\kappa_\delta \leq 1$  – коэффициент учета других деформаций проволоки в канате;

$\delta_i$  – наибольшее значение среди всех  $s$  проволок удельной деформации растяжения  $i$ -ой проволоки в канате (т.е. от действия концевой груза  $\bar{P} = 1$ ), которая зависит от его жесткостных характеристик, схемы нагружения, а также наличия обрывов проволок.

**2.3.1 Растяжение с навивкой на барабан при грузе в направляющих.** Компоненты вектора удельных деформаций каната на основе (5) с использованием (6) – (12) и (3), (4) имеют вид:

$$\bar{\varepsilon} = (A_{11} \cos \psi - A_{12} (A_{12} \cos \psi + A_{14} \sin \psi) / A_{22} + A_{13} f e^{-kx}) / |D|; \quad (14)$$

$$\bar{\theta} = (A_{23} f e^{-kx} - A_{24} \frac{A_{12}}{A_{22}} \sin \psi) / |D|; \quad (15)$$

$$\bar{\chi} = (A_{13} - A_{12} (A_{23} \cos \psi + A_{34} \sin \psi) / A_{22} + A_{33} f e^{-kx}) / |D|; \quad (16)$$

$$\bar{\zeta} = (A_{14} \cos \psi - A_{12} (A_{24} \cos \psi + A_{44} \sin \psi) / A_{22} + A_{34} f e^{-kx}) / |D|. \quad (17)$$

где  $|D|$  – определитель матрицы жесткости;  $A_{11}; A_{12}; \dots; A_{34}$  – алгебраические дополнения.

Удельная деформация  $\delta_i$  растяжения проволок в канате

$$\delta_i = \bar{\varepsilon} K_{e\varepsilon} + \bar{\theta} K_{e\theta} + \bar{\chi} K_{e\chi} + \bar{\zeta} K_{e\zeta} \quad (18)$$

зависит от соответствующих удельных деформаций  $i$ -ой проволоки, которые для канатов одинарной свивки имеют вид [5]:

$$K_{e\varepsilon} = \cos^2 \alpha (1 - \mu_E \operatorname{tg}^2 \alpha); \quad (19)$$

$$K_{e\theta} = \nu_{e\theta} \cos^2 \alpha \operatorname{tg} \alpha (r - \mu_T \operatorname{tg} \alpha); \quad (20)$$

$$K_{e\chi} = v_{e\chi} r \cos^2 \alpha \cos \varphi; \quad (21)$$

$$K_{e\zeta} = v_{e\zeta} r \cos^2 \alpha \sin \varphi \quad (22)$$

и от параметров изгиба (3), (4), а они определяются уровнем концевой груза  $P$ . Поэтому вычислять усилие растяжения  $P_e$  (13) предельного упругого состояния для этой схемы нагружения можно только путем последовательных приближений. В качестве первого приближения следует принимать  $P_e$ , отвечающее схеме растяжения прямого каната грузом в направляющих.

### 2.3.2 Растяжение с навивкой на барабан при свободном грузе

Отличие от предыдущей схемы нагружения состоит только в выражениях удельных деформаций каната:

$$\bar{\varepsilon} = (A_{11} \cos \psi + A_{13} f e^{-kx}) / |D|; \quad (23)$$

$$\bar{\theta} = (A_{12} \cos \psi + A_{23} f e^{-kx}) / |D|; \quad (24)$$

$$\bar{\chi} = (A_{13} \cos \psi + A_{33} f e^{-kx}) / |D|; \quad (25)$$

$$\bar{\zeta} = (A_{14} \cos \psi + A_{34} f e^{kx}) / |D|. \quad (26)$$

Усилие  $P_e$  также вычисляется путем последовательных приближений. Для первого приближения следует принимать  $P_e$  соответствующее растяжению каната при свободном подвесе груза.

### 2.3.3 Растяжение прямого каната грузом в направляющих

Удельные деформации каната

$$\bar{\varepsilon} = (A_{11} + A_{12}^2 / A_{22}) / |D|; \quad (27)$$

$$\bar{\theta} = (A_{13} + A_{12} A_{23} / A_{22}) / |D|; \quad (28)$$

$$\bar{\chi} = (A_{13} + A_{12} A_{24} / A_{22}) / |D|; \quad (29)$$

### 2.3.4 Растяжение прямого каната свободно подвешенным грузом

Удельные деформации каната

$$\bar{\varepsilon} = \frac{A_{11}}{|D|}; \quad \bar{\theta} = \frac{A_{12}}{|D|}; \quad \bar{\chi} = \frac{A_{13}}{|D|}; \quad \bar{\zeta} = \frac{A_{14}}{|D|}. \quad (30)$$

Таким образом, усилие  $P_e$  (13) предельного упругого состояния посредством деформации  $\delta_i$  (18) зависит от жесткостей сечения каната, в том числе и в состоянии наличия обрывов проволок.

## 3. Жесткости сечения каната с учетом обрывов проволок.

Проволока с обрывом за счет сопротивления от трения получает упругую деформацию, возрастающую по мере удаления от мест обрыва. На определенном расстоянии от обрыва проволока оказывает полноценное сопротивление пропорциональное полной продольной жесткости.

Используем решение [8], в котором сила сопротивления нити (проволоки) навитой на цилиндр с прямой образующей (подходит к канатам (прядам) одинарной свивки) и на цилиндр с винтовой образующей (подходит к канатам двойной свивки) имеет выражение



$$F = P(1 - e^{-fb}); \quad b = \frac{2\pi l \sin \alpha}{h \cos \beta}, \quad (31)$$

где  $f$  – коэффициент трения;  $l$  – расстояние от места обрыва проволоки до расчетного сечения каната;  $h$  – шаг свивки проволок.

На основе (31) получаем связь влияния обрыва проволок с жесткостями сечения каната через изменяющееся значения жесткостей сечений проволок

$$\Phi_p = \frac{\pi \delta^2}{4} E(1 - e^{-fb}). \quad (32)$$

В качестве примера приведены расчеты для двух канатов, сечения которых с нумерацией проволок показано на рис. 3 и 4, где затемнением указаны проволоки с обрывами.

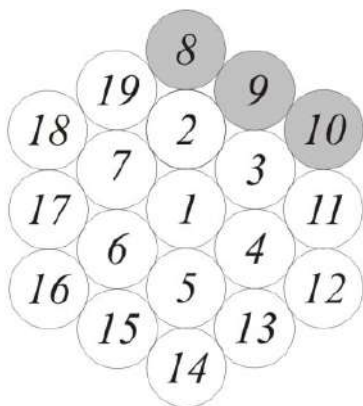


Рисунок 3 – Канат 1+6+12

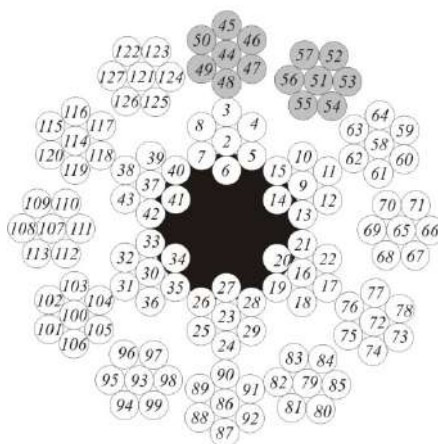


Рисунок 4 – Канат 12(1–6) – 6(1+6) + о.с.

Канат одинарной свивки (рис.3) конструкции 1/1,15+6/1+12/1; диаметр 5,15 мм;  $F_C = 15,175 \text{ мм}^2$ ; суммарное разрывное усилие всех проволок  $P_c = 27315 \text{ Н}$ ; шаг свивки проволок наружного слоя  $h = 45 \text{ мм}$ ; углы свивки  $\alpha_2 = 16,75^\circ$ ;  $\alpha_3 = 16,16^\circ$ , деформация предела текучести проволоки  $\varepsilon_T = 0,0073$ . Канат двойной свивки (рис.4) конструкции 12(1–6) – 6(1+6) + о.с.; диаметр 9,3 мм;  $F_C = 15,175 \text{ мм}^2$ ; шаг свивки наружного слоя прядей  $h = 256 \text{ мм}$ ; шаг свивки проволок в прядях  $h = 112 \text{ мм}$ ; диаметры проволок  $\delta = 0,6 \text{ мм}$ ; углы свивки прядей  $\beta_2 = -17,5^\circ$ ;  $\beta_3 = 19,5^\circ$ ; суммарная площадь сечения проволок  $F_C = 36,625 \text{ мм}^2$ ;  $P_c = 57000 \text{ Н}$ , деформация предела текучести проволоки  $\varepsilon_T = 0,00665$ .

В табл.1 показано значение жесткостей сечений этих канатов для трех ситуаций: 1 – без обрывов проволок; 2 – обрывы равномерно разнесены в пределах одного шага; 3 – обрывы в одном сечении (это значит в формуле (32)  $b=0$ ).



Таблица 1 – Жесткости сечения канатов  $\times 10^{-4}$

Ситуації	$G_{11},$ $H$	$G_{22},$ $H \cdot мм^2$	$G_{33},$ $H \cdot мм^2$	$G_{44},$ $H \cdot мм^2$	$G_{12},$ $H \cdot мм^2$	$G_{13},$ $H \cdot мм^2$	$G_{14},$ $H \cdot мм^2$	$G_{23},$ $H \cdot мм^2$	$G_{24},$ $H \cdot мм^2$	$G_{34},$ $H \cdot мм^2$
	Канат 1+6+12; диаметр 5,15 мм; шаг $h=45$ мм									
1	270	85,9	24,4	24,5	127	~0	~0	~0	~0	~0
2	233	72,5	23,3	23,9	104,6	-6,2	-3,2	-3,7	-1,9	-0,43
3	229	68,3	20,5	20,8	101,8	-6,7	-3,9	-4,2	-3,4	0,063
Канат 12(1-6) - 6(1+6) + о.с.; диаметр 9,3 мм; $h=112$ мм; $H=256$ мм										
1	473	631	17,9	17,9	337	~0	~0	~0	~0	~0
2	436	565	17,6	17,8	287	-2,6	0,42	-3,5	0,54	0,039
3	419	535	16,1	15,9	266	-3,7	1,03	-5,08	0,95	0,45

В табл. 2 и 3 приведены расчетные значения для 3-х ситуаций усилий растяжения  $P_e(13)$  предельного упругого состояния указанных канатов при деформациях  $\varepsilon_T$ . Усилия представлены в относительном измерении:  $\bar{P}_e = P_e / P_c$ . Рядом со значениями  $\bar{P}_e$  в скобках указаны номера проволок, в которых первыми достигается предельная упругая деформация растяжения равная  $\varepsilon_T$ . Далее в табл. 2 и 3 приведены деформации  $\varepsilon, \theta, \chi, \zeta$  канатов в предельном упругом состоянии; экспериментальные значения напряжений растяжения проволок  $\max \sigma$  и  $\min \sigma$  (в скобках указаны номера проволок согласно рис. 2 и 3); параметр  $\bar{\Delta} = \min \sigma / \max \sigma$ , наконец, указаны средние напряжения растяжения:  $\sigma = P_e / F_c$  (это напряжение является условным, но оно удобно для интегральной оценки напряженного состояния канатов [1]).

Таблица 2 – Параметры предельного упругого состояния каната 1+6+12; диаметр 5,15 мм

Расчетные параметры	Схемы растяжения			
	1	2	3	4
1. Номинальное состояние каната				
$\bar{P}_e = P_e / P_c$ (№)	0,522 (2)	0,223 (1)	0,723 (1)	0,222 (1)
$\varepsilon \cdot 10^4$	52,7	73	73	73
$\theta \cdot 10^4, \text{рад/мм}$	~0	-107	0	-108
$\chi \cdot 10^4, \text{рад/мм}$	125	125	~0	~0
$\zeta \cdot 10^4, \text{рад/мм}$	14,2	~0	~0	~0
$\max \sigma, H/мм^2$ (№)	1460 (2)	1459 (1)	1459 (1)	1460 (1)
$\min \sigma, H/мм^2$ (№)	472 (5)	-328 (14)	1338 (5)	151 (11)
$\bar{\Delta}$	0,230	-0,225	0,911	0,103
$\sigma, H/мм^2$	845	401	1301	400
2. Обрывы проволок № 8÷10 в пределах шага $h = 45$ мм				
$\bar{P}_e$ (№)	0,389 (1)	0,218 (1)	0,618 (1)	0,221 (1)
$\varepsilon \cdot 10^4$	47,3	73	73	73
$\theta \cdot 10^4, \text{рад/мм}$	4,96	98,7	0	-105
$\chi \cdot 10^4, \text{рад/мм}$	139	129	19,6	2,64
$\zeta \cdot 10^4, \text{рад/мм}$	18	4,19	10,2	1,37
$\max \sigma, H/мм^2$ (№)	1445 (19)	1463(1)	1459 (1)	1459 (1)
$\min \sigma, H/мм^2$ (№)	348 (5)	-239 (16)	1261 (5)	169 (15)
$\bar{\Delta}$	0,24	-0,163	0,864	0,116
$\sigma, H/мм^2$	701	392	1112	397
3. Обрывы проволок № 8÷10 в одном сечении				

$\bar{P}_e$ (№)	0,369 (1)	0,204 (1)	0,603 (1)	0,205 (1)
$\varepsilon \cdot 10^4$	45,07	73	73	73
$\theta \cdot 10^4, \text{рад/мм}$	7,79	-101	0	-109
$\chi \cdot 10^4, \text{рад/мм}$	141	128	23,7	1,4
$\bar{\zeta} \cdot 10^4, \text{рад/мм}$	2,49	-3,16	13,6	-4,1
$\max \sigma, \text{Н/мм}^2$ (№)	1430 (2)	1460 (1)	1460 (1)	1459 (1)
$\min \sigma, \text{Н/мм}^2$ (№)	314 (5)	-266 (14)	1242 (15)	121 (12)
$\bar{\Delta} = \min \sigma / \max \sigma$	0,220	-0,182	0,851	0,0829
$\sigma, \text{Н/мм}^2$	665	367	1086	369

Таблица 3 – Параметры предельного упругого состояния каната 12(1–6) – 6(1+6) + о.с.; диаметр 9,3 мм

Расчетные параметры	Схемы растяжения			
	1	2	3	4
Номинальное состояние каната				
$\bar{P}_e = P_e/P_C$ (№)	0,612 (123)	0,301 (3)	0,669 (44)	0,308 (2)
$\varepsilon \cdot 10^4$	73,7	58,6	80,6	60
$\theta \cdot 10^4, \text{рад/мм}$	~0	-31,3	0	-32,1
$\chi \cdot 10^4, \text{рад/мм}$	69,4	69,4	~0	~0
$\bar{\zeta} \cdot 10^4, \text{рад/мм}$	21,8	~0	~0	~0
$\max \sigma, \text{Н/мм}^2$ (№)	1330 (117)	1333 (3)	1305 (2)	1305 (2)
$\min \sigma, \text{Н/мм}^2$ (№)	974 (123)	100 (87)	1230 (3)	232 (44)
$\bar{\Delta}$	0,73	0,075	0,94	0,174
$\sigma, \text{Н/мм}^2$	979	482	1071	493
Обрывы проволок № 44-57 в пределах шага $h = 66,5$ мм				
$\bar{P}_e$ (№)	0,586 (123)	0,301 (3)	0,649 (44)	0,308 (2)
$\varepsilon \cdot 10^4$	72,9	58,8	80,7	61,2
$\theta \cdot 10^4, \text{рад/мм}$	0,14	-30,7	0	-30,4
$\chi \cdot 10^4, \text{рад/мм}$	73,9	70,4	18,9	4,9
$\bar{\zeta} \cdot 10^4, \text{рад/мм}$	22,3	-0,6	-5,8	-2,3
$\max \sigma, \text{Н/мм}^2$ (№)	1329 (117)	1333 (3)	1329 (58)	1329 (2)
$\min \sigma, \text{Н/мм}^2$ (№)	950 (123)	112 (87)	1189 (24)	291 (58)
$\bar{\Delta}$	0,71	0,084	0,93	0,219
$\sigma, \text{Н/мм}^2$	938	481	948	492
Обрывы проволок № 44-57 в одном сечении				
$\bar{P}_e$ (№)	0,582 (123)	0,301 (5)	0,630 (44)	0,308 (3)
$\varepsilon \cdot 10^4$	72,6	58,8	80,7	60,7
$\theta \cdot 10^4, \text{рад/мм}$	0,15	-30,7	0	-30,9
$\chi \cdot 10^4, \text{рад/мм}$	74,5	70,5	12,0	2,96
$\bar{\zeta} \cdot 10^4, \text{рад/мм}$	24,1	1,3	-1,94	-0,5
$\max \sigma, \text{Н/мм}^2$ (№)	1329 (123)	1333 (3)	1329 (14)	1329 (2)
$\min \sigma, \text{Н/мм}^2$ (№)	944 (24)	113 (87)	1204 (44)	272 (122)
$\bar{\Delta}$	0,71	0,085	0,906	0,205
$\sigma, \text{Н/мм}^2$	931	480	986	493

**Выводы.** Прочностные характеристики  $P_e$  (13) предельного упругого состояния канатов весьма существенно зависят от схемы нагружения, конструкции каната и наличия обрывов проволок. Их представление в табл. 2 и 3 в относительном измерении  $\bar{P}_e = P_e/P_C$  по сути адекватно коэффициенту  $K$  в формуле (2). Главной причиной низких значений характеристик  $\bar{P}_e$  является неравномерность  $\bar{\Delta}$  деформаций и напряжений растяжения проволок в канате. Это в первую очередь обуславливается деформацией  $\theta$  кручения каната, во

вторую деформацией  $\chi$  изгиба. Знак минус при  $\bar{\Delta}$  означает, что проволоки указанного номера среди тех, которые в данном состоянии каната испытывают сжатие.

Значение  $\bar{P}_e$  для 2-ой и 4-ой схем растяжения значительно зависят от жесткости влияния  $G_{12}$ , с которой связана деформация кручения каната. Так для каната  $\phi$  5,15 мм при конструкции 1+6+12 жесткость  $G_{12} = 1270$  кНмм и  $\bar{P}_e = 0,222$ . В случае конструкции 1–6+12 т.е. с противоположным направлением свивки слоев  $G_{12} = 736$  кНмм и  $\bar{P}_e = 0,47$ .

Величины среднего условного напряжения  $\sigma$  показывают, что их уровень в предельном упругом состоянии канатов выше этого параметра при рабочих (эксплуатационных) нагрузках [1]. Это полезно учитывать при анализе нормативных запасов прочности для конкретных схем нагружения канатов.

Наличие обрывов проволок приводит к формированию жесткостей влияния (табл.1): продольно изгибных  $G_{13}, G_{14}$ ; крутильно изгибных  $G_{23}, G_{24}$ , а также изгибно-изгибной  $G_{34}$ . При растяжении канатов в состоянии с этими жесткостями возникают дополнительные деформации изгиба и кручения каната, а значит и деформации проволок как в сторону увеличения по сравнению с номинальным состоянием, так и в сторону уменьшения.

Характеристики  $\bar{P}_e$  в состояниях с обрывами проволок при 1-ой и 3-ей схемах уменьшаются. При 2-ой и 4-ой остаются практически неизменными, т.к. деформации кручения  $\theta$  изменяются незначительно.

Для 3-ей схемы растяжения соотношение между характеристикой  $P_e$  предельного упругого состояния каната и характеристикой его несущей способности составляет  $P_e = (0,7 \div 0,75)P_H$ . Для других схем растяжения, связанных с кручением и изгибом, соотношение носит менее стабильный характер (зависит от жесткостей влияния и отношения диаметра барабана к диаметру каната).

Предлагаем на основе характеристик  $P_e$  растяжения каната по предельному упругому состоянию построить методику расчета канатов на прочность, которая будет иметь преимущества по сравнению с существующей, основанной на характеристике (2). Аргументы преимущества:

– Прочностные характеристики  $P_e$  непосредственно связаны со схемой нагружения каната.

– Значение  $P_e$  учитывает все геометрические характеристики одинарной и двойной свивки, а также деформативные свойства проволок.

– Характеристики  $P_e$  позволяют учитывать влияние обрывов проволок в процессе эксплуатации канатов как в пределах норм браковки, так и в направлении оптимизации норм.

Все характеристики  $P_e$  должны быть предварительно определены для типовых конструкций канатов в соотношениях к их суммарным разрывным усилиям. Это будет удобно для использования.

Наибольшая трудоемкость и ответственность при создании предполагаемой методики ляжет на пересчет обоснованных нормативных запасов прочности.

### Список использованной литературы

1. Бережинский, В.И., Шатило, А.Н. Канаты шахтных подъемных установок. Университетская книга, Москва, Россия (2015), 232 с.
2. Правила устройства и безопасной эксплуатации грузоподъемных кранов. Форт, Харьков, Украина (2007), 268 с.
3. DIN-Taschenbuch. Drahtseile: Normen. — Berlin-Koln: Beuth (1990), 360 s.
4. Чаюн И.М. Связь точности расчетной схемы и запасов прочности канатов Стальные канаты 9, Астропринт, Одесса, Украина (2013), с.126 – 141.
5. Чаюн, И.М. Несущая способность подъемных канатов и лент / И.М. Чаюн. – Одесса: Астропринт, 2003. – 233 с.
6. ГОСТ 12004-81 Сталь арматурная. Методы испытания на растяжение. Стандартиформ Москва, Россия (2009).
7. Чаюн, И.М. Обоснование повышения точности расчетной прочностной схемы подъемных канатов / И.М. Чаюн // Підйомно-транспортна техніка. — 2013. – №3.– С. 36 – 44.
8. Чаюн И.М. Вовк П.Е. Трение нити расположившейся на винтовой линии при растяжении на цилиндрической поверхности /И.М. Чаюн, П.Е Вовк // Підйомно-транспортна техніка. – 2019. – №2.– С. 75 – 82.

### CALCULATION OF ROPES FOR STRENGTH BY THE EXTREME ELASTIC STATE

Chayun I. M., Vovk P. E.  
*Odessa National Polytechnic University*

**Annotation.** A technique has been developed for the theoretical determination of the strength  $P_e$  and deformation characteristics of the

limiting elastic state of ropes for four loading schemes in the initial state, and also with taking into account the operational breakage of the wires. Two schemes are stretching with winding onto the drum with free suspension of the load and with the load in the guides, the other two schemes are stretching the straight rope without bending. As the ultimate elastic, is taken the state of the rope, in which one of the wires (or a group) reaches deformation of the limit of elasticity (yield). Tensile force  $P_e$  of the ultimate elastic state significantly depends on the loading scheme, rope design and the presence of wire breaks. For the studied loading schemes and various rope designs, the forces are presented in relative measurement  $\bar{P}_e = P_e/P_C$ , where  $P_C$  is the total breaking strength of the wire ropes. When stretching with a freely suspended load  $\bar{P}_e$  is 0,22 – 0,31 (lower values when stretched with a winding on the drum); when loaded in guides  $\bar{P}_e$  is 0,61 – 0,72. The main reason for the low values of  $\bar{P}_e$  characteristics is the unevenness of the tensile strains of the wires in the rope. This is primarily due to the torsional deformation  $\theta$  of the rope, to the second due to bending deformation  $\chi$ .

The values of the average conditional stress  $\sigma$  show that their level in the ultimate elastic state of the ropes is higher than this parameter at working (operational) loads. This is useful to consider when analyzing standard safety factors for specific rope loading schemes.

The presence of wire breaks leads to the formation of stiffness effects: longitudinally bending  $G_{13}, G_{14}$ ; torsionally bending  $G_{23}, G_{24}$ , as well as bending-bending  $G_{34}$ . When the ropes are stretched in a state with these stiffnesses, additional bending and torsion deformations of the rope occur, and, therefore, deformations of the wires both in the direction of increase compared to the nominal state, and in the direction of decrease. The characteristics of  $\bar{P}_e$  in states with wire breaks under tension in the guides decrease, and with a freely suspended load they remain almost unchanged, because torsional strains of the ropes change insignificantly.

**Key words:** rope, yield strength, elastic state, stress, strain, friction.

УДК 629-413-592.112

DOI: 10.15276/pidtt.2.63.2020.08

Вольченко А. И.<sup>1</sup>, Скрыпнык В. С.<sup>1</sup>, Вольченко Н. А.<sup>2</sup>, Витвицкий В. С.<sup>1</sup>, Насирова Н. Н.<sup>3</sup>

<sup>1</sup> *Ивано-Франковский национальный технический университет нефти и газа*

<sup>2</sup> *Кубанский государственный технологический университет, г. Краснодар*

<sup>3</sup> *Азербайджанская авиационная академия, г. Баку*

## **КОНВЕКТИВНЫЙ ТЕПЛООБМЕН МОКРЫХ ПАР ТРЕНИЯ ДИСКОВО-КОЛОДОЧНЫХ ТОРМОЗОВ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ**

*Аннотация. В материалах статьи рассмотрена свободная и вынужденная конвекция слоев воды, находящейся в каналах между микровыступами поясов трения сплошных и самовентилируемых дисков тормозов транспортных средств. Определены силы, действующие в слоях воды. Введены новые понятия динамично-термический и термо-динамический слои. На основе разработанной тепловой модели дисковых тормозов двух типов оценены их теплопередающие способности при сухих и мокрых парах трения.*

**Ключевые слова:** *транспортное средство, дисково-колодочный тормоз, тормозной диск, пояс трения, фрикционная накладка, свободный и вынужденный конвективный теплообмен.*

**Введение.** Фрикционные узлы дисково-колодочных тормозов транспортных средств работают в тяжелых условиях, которые характеризуются высокими скоростями скольжения, продолжительным действием импульсных удельных нагрузок. Износ-фрикционные свойства пар трения тормозов зависят от термодинамических параметров среды, в которой они эксплуатируются. В сырую погоду такой средой является влажный воздух, при сильном дожде – капли и струи воды, попадающей на полированные и матовые поверхности тормозных дисков. При таких условиях необходимо снижать скорость движения транспортного средства, чтобы при торможении вписаться в регламентированный тормозной путь. Это вызвано тем, что резко падает прижимное усилие фрикционных накладок к поясам трения диска, а, следовательно, и удельные нагрузки, динамический коэффициент трения и тормозной момент. Количество влаги, попадающей на поверхности трения

дисково-колодочных тормозов по осям и бортам транспортных средств, разное.

**Состояние проблемы.** Противоречивые данные о влиянии орошающей диски воде на износо-фрикционные свойства дисковых тормозов транспортных средств, а также полученные различными авторами закономерности изменения основных эксплуатационных параметров мокрых пар трения дисково-колодочных тормозов указывают на то, что проблема повышения надежности указанных тормозных механизмов не решена.

Установлено, что толщина водяного слоя, образовавшегося на поясе трения сплошного диска тормоза переднего колеса транспортного средства, зависит от [2, 3, 4]:

– скорости скольжения пар трения: толщина водяного слоя резко падает, а затем квазистабилзируется в связи с ростом удельных нагрузок в них;

– интенсивности атмосферных осадков: при сильном и слабом дожде толщина водяного слоя отличается в 2,0 – 2,5 раза;

– удельных нагрузок: при увеличении контактных нагрузок снижается влияние вязкости пленки воды на динамический коэффициент трения, поскольку слой воды расплющивается по обе стороны от радиусов поясов трения диска;

– величины среднего радиуса пояса трения: толщина водяного слоя уменьшается с увеличением радиуса пояса трения вследствие возрастания центробежных сил.

По данным И. В. Крагельского характер и интенсивность износа зависит от влажности воздуха. При 5 %-ной влажности частицы износа очень мелкие, темно-серого цвета (вероятно,  $Fe_2O_3$ ), содержание металлических частиц мало. При влажности 50% и выше мономолекулярный слой воды полностью покрывает поверхность диска, при трении образуется серая металлическая пыль. Установлено, что при работе пар трения в воздухе с влажностью до 50% частицы их износа содержат в основном окислы металла.

Испытания в вакууме показали, что пары воды, внесенные в вакуумированную камеру, почти не влияют на состав частиц износа. Продукты износа представляют собой металлические частицы, перемешанные с серо-черной пудрой ( $Fe_3O_4$ ).

Недостатком указанных исследований является то, что в них не рассмотрено влияние свободной и вынужденной конвекции при орошении водой незащищенных пар трения дисково-колодочных тормозов транспортных средств.

**Постановка задачи.** В данной публикации рассмотрены следующие вопросы применительно к решаемой проблеме:

- обоснование расчетной схемы для определения интенсивности теплообменных процессов металлического элемента трения;
- влияние свободной и вынужденной конвекции на интенсивность теплообменных процессов;
- результаты расчета теплообменных процессов;

Цель работы – оценить интенсивность теплообменных процессов в мокрых парах трения дисково-колодочных тормозов транспортных средств.

**Обоснование расчетной схемы для определения интенсивности теплообменных процессов металлического элемента трения.**

В тормозных устройствах динамическую нагрузку несут ободья тормозных барабанов и шкивов (рис. 1 а) и левая сторона сплошных и самовентилируемых тормозных дисков (рис. 1 б). На правой стороне диска расположен фланец, увеличивающий ее металлоемкость. Тепловой поток в любом тормозном диске направлен слева направо. В расчетных схемах динамической и тепловой нагруженности ободов барабана и шкива, а также левую сторону сплошного и самовентилируемого диска представляем в виде пластины. Для нее оценим напряженное состояние, а также интенсивность свободного и вынужденного теплообмена.

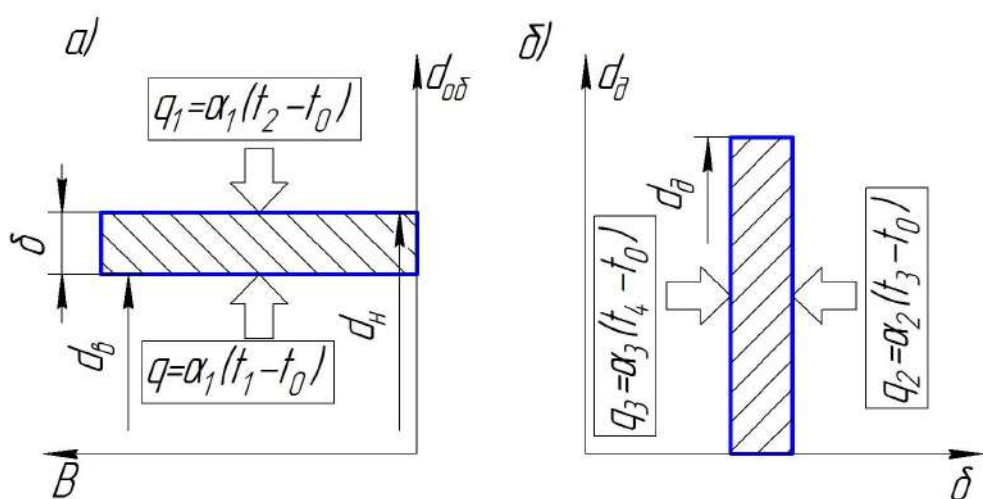


Рис. 1 а, б – Расчетные схемы металлических элементов трения и направления тепловых потоков, генерируемых на их рабочих



поверхностях:

$a$  – рабочие поверхности обода шкива и барабана;  $b$  – поверхности сплошного диска

На рис. 1  $a, b$  использованы следующие условные обозначения:  $d_e, d_n, d_d$  – диаметры: внутренний барабана; наружный шкива; сплошного диска;  $B, \delta$  – ширина и толщина пластины;  $q_i$  – тепловые потоки;  $t_i, t_0$  – температуры поверхностей;  $t_0$  – температура окружающей среды.

### **Влияние конвекции на интенсивность теплообменных процессов:**

#### **свободной**

Моделирование процессов, происходящих в мокрых парах трения дисково-колодочных тормозов грузовых транспортных средств, производилось на тормозном стенде с учетом правил подобия: процессы на модели должны быть той же физической природы, что и в натуральных условиях; условия однозначности для процессов на модели в натуральных условиях должны быть подобными; безразмерные комплексы (критерии), составленные из размерных величин, входящих в описание условий однозначности, должны быть равны или изменяться в одинаковых пределах.

Для оценки интенсивности конвективного теплообмена рассмотрено свободное движение омывающей среды вдоль нагретой поверхности пояса трения диска (рис. 2  $a$ ), расположенного вертикально в неограниченном объеме подвижной среды.

Наблюдения показывают, что по нагретой поверхности пластины сверху вниз движется достаточно тонкий слой воды, остальная его часть неподвижна. Этот слой свободной конвекции воды рассматриваем как пограничный.

Отличие физической модели слоя свободной конвекции от модели пограничного слоя, возникающего в струйках воды и на поверхности тела, заключается в следующем. В поперечном сечении слоя воды на эпюре скорости должен быть максимум, обусловленный эффектом прилипания воды на поверхности пластины, с одной стороны, и условием неподвижности воды в окружающей среде, с другой его стороны.

Аналогично динамическо-термическому слою на поверхности пластины возникает и термо-динамический слой, в котором температура воды монотонно убывает от значения  $T_u$  на поверхности теплообмена до температуры  $T_e$  окружающей среды. Следовательно, подобия полей скоростей и температур в сечениях слоя не наблюдается (рис. 2  $b, в$ ).

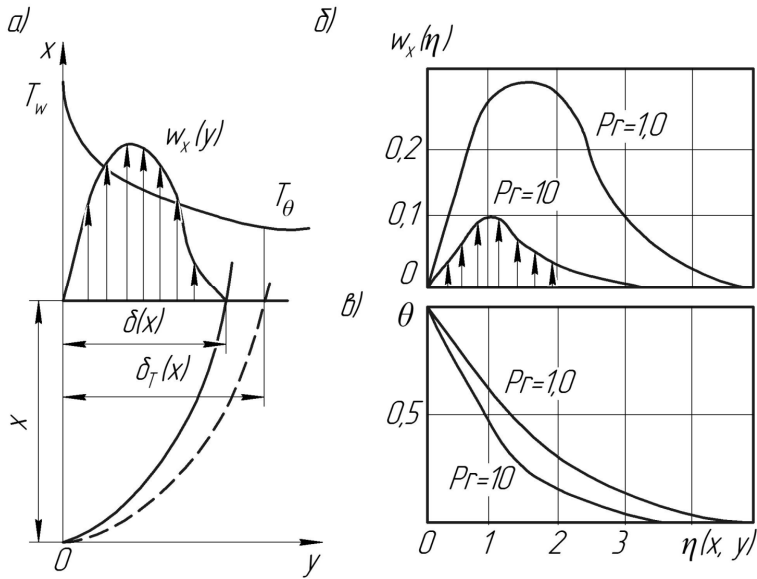


Рис. 2 а, б, в – Закономерности изменения: а – скорости движения ( $w$ ) холодного ( $\delta$ ) и нагретого ( $\delta_T$ ) слоя воды вдоль нагретой ( $T_w$ ) вертикальной пластины при температуре окружающей среды ( $T_\theta$ ); б и в – полей скоростей ( $w_x$ ) и относительной температуры ( $\theta$ ) слоя воды в зависимости от ее кинематической вязкости ( $\eta$ ) при различных величинах критерия Прандтля ( $Pr$ )

Для математического описания поля температур в качестве характерной выберем температуру окружающей среды  $T_e$  как известную и постоянную величину. Введем избыточную температуру в слое воды  $\vartheta = T - T_e$  и относительную температуру  $\theta = \vartheta / \vartheta_e$ ,  $\vartheta_e = T_w - T_e$ . Возникшая разность плотности неизоэнтальной среды выражается через ее коэффициент объемного расширения  $\Delta\rho = \rho\beta\vartheta = \rho\beta\vartheta_e\theta$ .

Перечисленным условиям свободной конвекции соответствует следующая система уравнений:

- уравнение неразрывности 
$$\frac{\partial w_x}{\partial x} + \frac{\partial w_y}{\partial y} = 0, \quad (1)$$

- уравнение движения 
$$w_x \frac{\partial w_x}{\partial x} + w_y \frac{\partial w_y}{\partial y} = \nu \frac{\partial^2 w_x}{\partial y^2} + g\beta\vartheta_e\theta, \quad (2)$$

- уравнение энергии 
$$w_x \frac{\partial \theta}{\partial x} + w_y \frac{\partial \theta}{\partial y} = a \frac{\partial^2 \theta}{\partial y^2}, \quad (3)$$

• условие состояния среды  $\rho = \text{const}$ ,  $p = p_e = \text{const}$  (см. рис. 2), где  $w_x$ ,  $w_y$  – проекции векторов скорости движения;  $g$  – гравитационная сила;

$\nu$  – коэффициент динамической вязкости;  $a$  – коэффициент теплопроводности.

Граничные условия решения системы уравнений:

- при  $y = 0$   $w_x = w_y = 0$ ,  $\theta = 1$ ,
- при  $y \rightarrow \infty$   $w_x = 0$ ,  $\theta = 0$ .

Существенной особенностью свободной конвекции, отраженной в системе уравнений, является то, что законы распределения скоростей и температур взаимосвязаны. Разность температур приводит к возникновению объемной силы, вызывающей движение воды.

Температурное поле, в свою очередь, устанавливается в поле течения в зависимости от интенсивности его движения и оказывает вторичное влияние на это движение. Следовательно, поля скоростей и температур невозможно определить отдельно.

После ряда преобразований системы уравнений (1) – (3) и введения критериев подобия получили зависимость, которая позволяет вычислить местные значения коэффициентов теплоотдачи  $\alpha$ .

$$Nu_x = \frac{\alpha x}{\lambda} = \frac{x}{g_e} \frac{\partial T}{\partial y} \Big|_w = x \frac{\partial \theta}{\partial y} \Big|_w = x \frac{\partial \theta}{\partial \eta} \frac{\partial \eta}{\partial y} \Big|_w, \text{ где } \frac{\partial \eta}{\partial y} = \frac{1}{x} \sqrt{\frac{1}{4} Gr_x};$$

где  $Nu$ ,  $Gr$  – критерий Нуссельта и Грасгофа.

Таким образом, критериальное уравнение теплоотдачи на вертикальной пластине при ламинарном характере свободной конвекции имеет вид:

$$Nu_x = 0,478 Ra_x^{0,25}, Ra_x = Gr_x Pr_x. \quad (4)$$

где  $Gr = Pr = \nu/\alpha$ .

Для осредненного коэффициента теплоотдачи на поверхности вертикальной пластины получена следующая эмпирическая зависимость:

$$Nu = A \cdot Ra^{0,25}, \quad (5)$$

где  $A = 0,56$  для вертикальной пластины.

В области  $Ra < 5 \cdot 10^2$ , когда приближения Прандтля для пограничного слоя становятся недействительными, опытные данные при  $Pr \geq 1$  удовлетворительно описываются эмпирической формулой М. А. Михеева:

$$Nu = 1,18 \cdot Ra^{1/8}. \quad (6)$$

При  $Ra > 2 \cdot 10^7$  возникает устойчивая свободная турбулентность, и закон теплоотдачи соответствует формуле:

$$Nu = 0,13 \cdot Ra^{1/3}. \quad (7)$$

В критериальных уравнениях (4) – (6) должна быть введена поправка  $\psi(Pr)$  на число Прандтля, поскольку направление распространения теплового потока к водяному слою не изменяется.

### Вынужденной

Основным пространственным краевым условием для движущегося слоя воды по каналам микровыступов пояса трения тормозного диска является скорость ее течения вблизи дна канала. Из условия прилипания граничного водяного слоя к поверхности стенки канала касательная составляющая вектора относительной скорости воды стенки равна нулю.

Безразмерные комплексы-критерии сохраняют свои конкретные значения в любой системе измерения. Кроме того, критерии подобия определяют, как говорят, «правильную» взаимосвязь между переменными размерными параметрами протекающих процессов, эффектов и явлений [8].

Остановимся на физическом смысле критериев подобия, которые фигурируют в критериальных уравнениях при определении коэффициентов теплоотдачи:

$$Bi = CNu^m Re^n Pr^l, \quad (8)$$

где

$$Bi = \frac{\alpha_2 \delta}{\lambda_1} = \alpha_2 R = \frac{\alpha_2}{K_1}; \quad Nu = \frac{\alpha_1 d}{\lambda_2}; \quad Re = \frac{wd}{\nu}; \quad Pr = \frac{\nu}{a} = \frac{\mu c_1}{\lambda_2} = \frac{\nu \rho c_1}{\lambda_2}$$

– безразмерные комплексы, числа, термы, инварианты, критерии подобия: Био (*Bio*), Нуссельта (*Nusseli*), Рейнольдса (*Reynolds*), Прандтля (*Prandtl*), соответственно;  $C, m, n, l$  – постоянные;  $\alpha_1, \alpha_2$  – коэффициенты теплоотдачи с наружных поверхностей металлического элемента трения;  $\delta$  – толщина металлического элемента трения;  $R$  – термическое сопротивление теплопроводности;  $K$  – коэффициент теплопередачи через металлический элемент трения;  $\lambda_1, \lambda_2$  – коэффициенты теплопроводности металла и омывающей среды;  $d$  – характерный размер;  $w$  – скорость;  $\nu = \mu/\rho$  – коэффициент кинематической вязкости;  $\rho$  – плотность;  $\mu$  – коэффициент динамической вязкости;  $a$  – коэффициент температуропроводности;  $c_p$  – изобарная теплоемкость.

Критерий  $Bi$  можно рассматривать как отношение параметров процессов вынужденного и естественного охлаждения при омывании скоростными токами омывающей среды, являющейся смесью компонентов, к соответствующим параметрам процессов кондуктивного нагревания металлического элемента трения при достижении тепловыми токами определенной глубины.

Критерий  $Re$  определяет гидродинамическое подобие омывающего теплоносителя, а критерий  $Pr$  является теплофизической характеристикой теплоносителя (в него входят только физические константы). При неизменном критерии  $Re$  условие постоянства критерия  $Pr$  обеспечивает тепловое подобие (подобие тепловых потоков и полей температурных напоров). Выражения  $Re = idem$  и  $Pr = idem$  являются условиями инвариантности критериев. При этом

$Re Pr = \frac{v d}{a} = Pe$  – критерий подобия Пекле (*Peclet*). В процессах

конвективного теплообмена использован критерий Нуссельта.

С другой стороны, при помощи критерия  $Nu$  учитываем тепловое состояние нагретого неподвижного граничного слоя воздуха, критерий  $Re$  – граничный слой потока омывающего воздуха, критерий  $Pr$  – взаимосвязь между вышеуказанными граничными слоями. При этом  $\delta_n / \delta_w = (\sqrt{Pe})^{-1}$ ; при  $Pr=1$  слои имеют одинаковую толщину.

Для оценки теплового состояния охлаждаемого пояса трения тормозного диска и его энергонагруженности используется критерий Вольченко:

$$Bi/Nu = b\lambda c/(\lambda h_c) = R_1/R_2 = Vo,$$

где  $R_1$ ,  $R_2$  – термические сопротивления металлического элемента трения и циркулирующей среды, находящейся в парообразном или жидком состоянии между микровыступами его поверхностей трения;  $Vo$  – критерий Вольченко.

Полученные отношения термических сопротивлений поверхностного и приповерхностных слоев пояса трения диска, к которым как бы прилипает омывающая среда, получены при поверхностной температуре полимерной накладке, не превышающей допустимую. При высоких поверхностных температурах (выше допустимой) происходит выгорание связующих компонентов полимерного материала. Образовавшиеся при этом продукты смешиваются с циркулирующим воздухом. Затем на поверхности накладки появляются островки жидкости, которая переносится на рабочую поверхность пояса трения диска. Управляющим воздействием на величину термического сопротивления поверхностного слоя полимерной накладки является фазовое состояние ее материала (твердое, жидкое, газообразное). Для поверхностных и приповерхностных слоев пояса трения диска управляющим воздействием является его энергонагруженность. Критерий Вольченко позволяет прогнозировать энергонагруженность поверхностных и приповерхностных слоев металлополимерных пар трения.

Уравнение подобия (критериальное уравнение (8)) для процессов вынужденного конвективного теплообмена имеет вид:

$$f(Bi, Nu, Re, Pr) = 0,$$

или

$$Bi = (Nu, Re, Pr) = 0.$$

В окончательном виде:

$$\frac{\alpha_2}{K_1} = C \left( \frac{\alpha_1 d}{\lambda_2} \right)^m \left( \frac{wd}{v} \right)^n \left( \frac{v \rho c_p}{\lambda_2} \right)^l. \quad (9)$$

В дальнейшем необходимо определить  $\alpha_2$  и  $K_1$ , коэффициент  $C$  и показатели степени  $m$ ,  $n$  и  $l$ . Они должны быть такими, чтобы соблюдалось равенство (9).

Расчеты показали, что значения коэффициентов теплоотдачи ( $\alpha_2$ ) и теплопередачи ( $K_1$ ) различаются между собой не более чем на 5,0 %.

### Результаты расчетов теплообменных процессов.

Оценена эффективность вынужденного водяного охлаждения мокрых пар трения пар трения дисково-колодочных тормозов со сплошными дисками (рис. 3 а) и самовентилируемые диски с шипами (рис. 3 б).

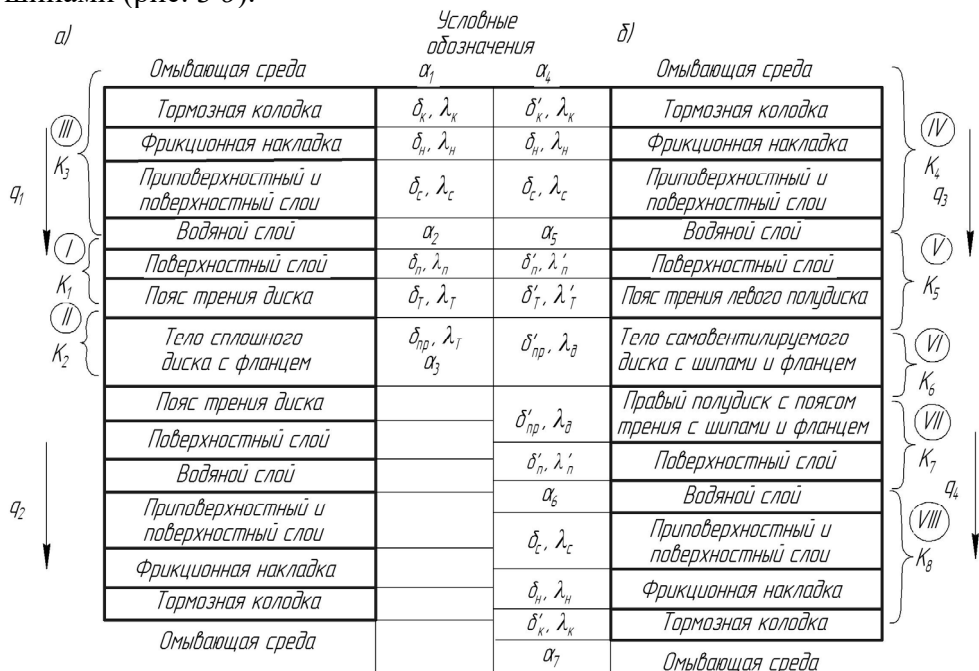


Рис. 3 а, б – Схема многослойной тепловой модели фрикционных узлов с вынужденным водяным охлаждением дисково-колодочных тормозов со сплошными (а) и самовентилируемые с шипами (б) дисками:  $q_i$  – тепловые потоки;  $\alpha_i, \lambda_i$  – коэффициенты: теплоотдачи, теплопроводности;  $\delta$  – толщина;  $K_i$  – коэффициент теплопередачи; I ... VI – нумерация слоев, участвующих в теплообмене

Произведено ее сравнение с эффективностью вынужденного воздушного охлаждения сухих пар трения на основе их многослойной

тепловой модели. Рассмотрены особенности предложенных тепловых моделей с учетом направления тепловых потоков, они распространяются от менее металлоемких частей дисков к более массивным.

Получены аналитические зависимости для определения коэффициентов теплопередачи и термического сопротивления ( $R_i$ ) и определены их величины (табл. 1).

Условие неидеального импульсного теплового контакта в паре «пояс трения диска – фрикционная накладка» моделировали с помощью введения между контактирующими поверхностями дополнительных (водяных) слоев вместо третьего тела. Толщину водяного слоя учитывали при определении коэффициентов теплопередачи в слоях тепловой модели различных типов дисков (см. рис. 3 а, б).

Толщину водяного слоя и его теплофизические свойства рассчитывали из условия создания им термического сопротивления заданной величины, которая зависит от величины импульсных контактных удельных нагрузок, объема каналов между микровыступами и теплофизических свойств элементов трибосопряжения.

Тепловой поток, действующий на пояс трения диска, равен:

$$q_1 = \frac{E_i}{A\tau}, \frac{Bm}{m^2}, \quad (10)$$

где  $E_i$  – энергия, поглощаемая тормозами передней (1/3 веса) и задней (2/3 веса) оси транспортного средства;  $A$  – площадь пояса трения;

$\tau$  – время торможения.

Тепловой поток, проходящий через тело диска, левого и правого полудиска с шипами, равен:

$$q_1 = K_1 (t_1 - t_2), \frac{Bm}{m^2}, \quad (11)$$

где  $K_1$  – коэффициент теплопередачи;  $t_1$  и  $t_2$  – поверхностные температуры поясов трения диска сплошных и самовентилируемых с шипами дисков

Таблица 1

Оценка интенсивности теплопередачи в сплошном и в самовентилируемом с шпанами тормозных дисках

Нумерация слоев	Вид теплообмена	Расчетная зависимость	Величины	
			$K, \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$	$R_f \cdot 10^{-2}, (\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})/\text{Вт}$
СПЛОШНОЙ ДИСК				
I	конвективный	$K_1 = 1 / \left( \frac{1}{\alpha_2} + \frac{\delta_n}{\lambda_n} + \frac{\delta_T}{\lambda_T} \right);$ (10)	15,45/13,91*	6,47/7,19
II	радиационно-конвективный	$K_2 = 1 / \left( \frac{1}{\alpha_3} + \frac{\delta_n}{\lambda_n} + \frac{\delta_{sp}}{\lambda_{sp}} \right);$ (11)	57,1/50,8	1,75/1,97
III	конвективный	$K_3 = 1 / \left( \frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_x}{\lambda_x} + \frac{\delta_c}{\lambda_c} + \frac{1}{\alpha_3} \right);$ (12)	12,34/11,35	8,10/8,81
самовентилируемый диск с шпанами				
IV	конвективный	$K_4 = 1 / \left( \frac{1}{\alpha_4} + \frac{\delta'_x}{\lambda'_x} + \frac{\delta'_n}{\lambda'_n} + \frac{\delta'_c}{\lambda'_c} + \frac{1}{\alpha_6} \right);$ (13)	14,50/13,05	6,90/7,66
V	радиационно-конвективный	$K_5 = 1 / \left( \frac{1}{\alpha_5} + \frac{\delta'_n}{\lambda'_n} + \frac{\delta'_T}{\lambda'_T} \right);$ (14)	48,56/43,70	2,06/2,29
VI	радиационно-конвективный	$K_6 = 1 / \left( \frac{\delta''_{sp}}{\lambda''_{sp}} + \frac{1}{\lambda_n} \right);$ (15)	18,52/16,67	5,40/6,00
VII	конвективный	$K_7 = 1 / \left( \frac{\delta''_{sp}}{\lambda_n} + \frac{\delta'_m}{\lambda'_m} + \frac{1}{\alpha_6} \right);$ (16)	24,30/21,87	4,12/4,57
VIII	конвективный	$K_8 = 1 / \left( \frac{1}{\alpha_6} + \frac{\delta_c}{\lambda_c} + \frac{\delta'_x}{\lambda'_x} + \frac{\delta'_n}{\lambda'_n} + \frac{1}{\alpha_7} \right);$ (17)	13,54/12,19	7,39/8,21

\*Примечание: в числителе приведены данные для сухих пар трения, в знаменателе – для мокрых



Анализ полученных данных по интенсивности теплообмена различных по конструкции тормозных дисков (сплошных и самовентилируемых с шипами) показал следующее:

– термическое сопротивление теплопроводности  $\frac{\delta_i}{\lambda}$  не зависит

ни от конструкции диска тормоза, ни от состояния его пар трения. Коэффициенты теплоотдачи  $\alpha_i$  мокрых пар трения по сравнению с сухими уменьшились, соответственно, на 5,5% и 7,3%;

– коэффициенты теплопередачи мокрых пар трения уменьшились, соответственно, на 10,42% и 9,97% по сравнению с сухими парами трения.

**Выводы.** Математически описаны свободная и вынужденная конвекция при орошении водой поясов трения дисково-колодочных тормозов и определена теплопередающая способность тормозных дисков. Доказано отрицательное влияние влаги на эффективность трения.

### Список литературы

1. Технологическое обеспечение износостойкости деталей трибомеханических систем дискретными поверхностями / М. В. Киндрачук, В. Е. Марчук, А. И. Духота [и др.] // К., НАУ, 2020. – 204 с. На укр. яз.
2. Влияние влаги на эксплуатационные параметры трибосопряжений тормозных устройств и ее удаление с их поверхностей / А. Х. Джанахмедов, А. И. Вольченко, М. Я. Джавадов [и др.] // Вестник Азербайджанской инженерной академии, 2019. – Т. 11, №2. – С. 15-23.
3. Mitschke Manfred, Braun Horst. Das Verhalten von Scheibenbremsen bei Nass. «Dtsch. Kraftfahrtforsch. Unci Strassenverkehrstechn.», 1970, – №240, 31 S., ill. (нем., рез. англ.).
4. Влияние влажности на работу дискового тормоза. Scheibenbremse bei Nasseinfluss. "Kraftfahrzeugechnik", 1976. – №3. – С. 74-76, 77 (нем.).
5. Нестационарный теплообмен / В. К. Кошкин, Э. К. Калинин, Г. А. Дрейцер [и др.]. – М.: Машиностроение, 1973. – 328 с.
6. Трибология: трение, износ, смазка / А. Х. Джанахмедов, А. И. Вольченко, К.Т. Набизаде [и др.] // Баку: Апостроф-А, 2019. – 640 с.
7. Проектный и проверочный расчет фрикционных узлов барабанно- и дисково-колодочных тормозов транспортных средств / А. Х. Джанахмедов, А. И. Вольченко, А. В. Возный [и др.]. – Баку: Апострофф, 2016. – 366 с.

8. Features of the estimation of the intensity of heat exchange in selfventilated disk-shoe brakes of vehicles / Volchenko, N., Volchenko; A., Volchenko, D., Poliakov P., Malyk V., Zhuravlev D., Vytytskyi, V., Krasin, P. // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. – 2019. – 1/5 (97). – pp. 47-53.

УДК 621.867.2

DOI: 10.15276/pidtt.2.63.2020.09

Ткачук К. В., Суглобов В. В.

*Державний вищий навчальний заклад «Приазовський державний технічний університет»*

## ВПРОВАДЖЕННЯ КОМП'ЮТЕРНОГО ІМІТАЦІЙНОГО МОДЕЛЮВАННЯ В ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ПОРТАЛЬНИХ КРАНІВ

**Анотація.** Розглянуті питання імітаційного моделювання портових машин та впровадження інтерактивних технологій у експериментальні дослідження портальних кранів. Досліджено характер переміщення вантажозахоплювального пристрою на різних етапах циклу роботи крана. Наведено результати апроксимації функції переміщення вантажу та її вплив на точність позиціонування при робочих операціях портального крана. В роботі запропоновано алгоритм імітаційного моделювання експериментальних досліджень та випробувань портальних кранів.

**Ключові слова:** симулятор, переміщення, вантаж, експеримент, випробування, позиціонування, траєкторія, портальний кран.

**Вступ.** Портальні крани є основним засобом механізації вантажо-розвантажувальних робіт у порту, тому існує потреба підвищення ефективності їх роботи. Велике значення в експлуатації портальних кранів має зменшення аварійних відмов, відсутність коливань тросу, хитання вантажу, позиціонування вантажів при дії різних комбінацій зовнішніх факторів, досягнення високої продуктивності технологічного процесу. У якості технічного засобу, що імітує технологічний процес портальних кранів, використовують комп'ютерні тренажери – симулятори [1]. Комп'ютерний тренажер – складний, програмно-апаратний комплекс, який складається з засобів моделювання, аналізу, симуляції, візуалізації [2]. Структура комп'ютерних тренажерів докладно описана у роботах Морозова, Вільвера [3, 4].

У роботах Файзрахманова, Хабібуліна, Сальникової [5-7] реалізована автоматизована навчальна система, яка дозволяє отримати навички керування краном і позиціонування вантажів у обстановці, яка максимально наближена до реальних умов. Але у представленому тренажерному комплексі не розроблено розділ експериментальних досліджень та випробувань портальних кранів.

Завдяки інноваційним інтерактивним технологіям є можливість виконувати різні експерименти та випробування з меншими витратами, але з більшою ефективністю. У віртуальному середовищі можливо імітувати різні закони матеріального миру, при цьому, не витратити реальних матеріалів. Так, для проведення будь-яких експериментів не потрібна реальна лабораторія, достатньо відтворити комп'ютерні моделі кранів та виконувати необхідні дії над ними в інтерактивному середовищі. Таким чином, актуальним завданням є побудова комп'ютерних моделей порталних кранів, розробка алгоритму імітаційного моделювання експериментів та впровадження комп'ютерних симуляторів у практику експериментальних досліджень.

Авторами даної статті пропонується впровадити в структуру комп'ютерного тренажера порталного крана можливість перевірки власної та вантажної стійкості, точності позиціонування вантажу при різних ступенях інтенсивності та напрямку вітру, ривках і коливаннях крана. Експериментальні дослідження можливо проводити з різним розташуванням об'єктів вантажо-розвантажувального комплексу (кран, судно, вантаж, контейнер, причал, склад та ін.) та давати оцінку якості роботи крана.

**Мета.** Метою даної роботи є вдосконалення комп'ютерних тренажерів, впровадження імітаційного моделювання в експериментальні дослідження порталних кранів.

**Методика досліджень.** Використовуючи сучасні 3D-технології візуалізації та моделювання, вільний доступ програмного забезпечення, побудована статична модель порталного крана для комп'ютерного симулятора (рис. 1), розроблено алгоритм імітаційного моделювання експериментальних випробувань, виконано дослідження траєкторії переміщення вантажозахоплювального пристрою за допомогою інтерактивних технологій.

### **1. Побудова статичної моделі порталного крана**

Статична модель для комп'ютерного симулятора являє собою статичну схему порталного крана у вигляді креслення, розробленого за допомогою графічного редактора AutoCAD.

Далі графічний інтерфейс необхідно представити у вигляді трьохмірної моделі (рис. 2) віртуального порталного крана. Завдяки цьому видається можливість маніпулювати масштабом збільшення (зменшення) моделі, швидкістю пересування та виконання вантажних операцій крана.

Інформаційна модель – це система візуалізації, що забезпечує відображення результатів моделювання зовнішнього середовища та об'єкту керування. Робота інформаційної моделі здійснюється за рахунок взаємозв'язку електронних 3D-моделей з керованими динамічними елементами. Розробка віртуальних сценаріїв роботи

портального крана виконується за допомогою систем симуляції: Workcell Simulator, Dyn-Soft RobSim [4].

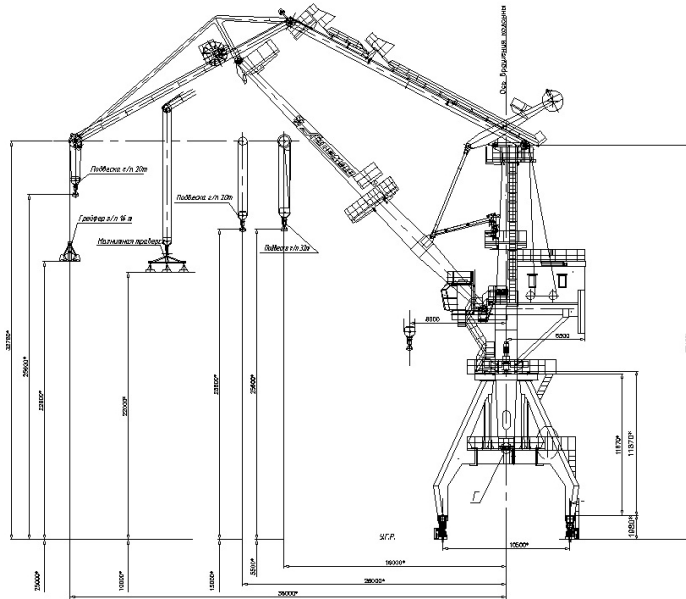


Рисунок 1 – Схема статичної моделі портального крана для комп'ютерного симулятора



Рисунок 2 – Імітаційна трьох мірна модель портального крана

На основі статичної моделі створюється динамічна модель у формі мережі Петрі [3], яка дозволяє візуально смодельовати технологічний процес портального крана, спрогнозувати значення робочих параметрів крана та порівняти їх с критеріями якості роботи

портової машини. Взаємодія динамічної моделі та серверу даних імітаційного моделювання формує архітектуру керування комп'ютерного тренажера-симулятора.

У комп'ютерних тренажерах зображення генерується в реальному часі, тому важливо враховувати потужність процесора комп'ютера, якість відеокарти, зовнішнє оточення, що забезпечує імітацію процесу роботи портального крана.

## **2. Розробка алгоритму імітаційного моделювання експериментальних досліджень та випробувань**

Для імітації технологічного процесу роботи портального крана доцільно використовувати метод статистичних сит та нейронних зв'язків для прогнозування стану технічної моделі крана у системі об'єктів вантажо-розвантажувального комплексу.

Ідеологія побудови імітації робочих операцій, експериментальних досліджень та випробувань портального крана представлена алгоритмом (рис. 3 ).

Принцип побудови симулятора роботи портального крана представляється в наступному виді.

Для запуску комп'ютерного симулятора для експериментальних досліджень повинен бути сформований сценарій експерименту або випробування, банк даних виконання робочих операцій крана, координати зміни положень стрілової системи, діапазони варіюваних параметрів. Після введення масиву інформації виконується випробування власної стійкості портального крана. Якщо спрацює запобіжний рейковий захват від перекидання крана, то починається ввімкнення візуальних індикаторів у імітованій кабіні машиніста, звуковий сигнал обмежувачів, анемометру. В цьому випадку оператор випробування зупиняє рух імітованої моделі. Якщо кран проходить випробування власної стійкості, то починається перевірка на його вантажну стійкість, в автоматичному режимі здійснюється розрахунок і формування нових координат стрілової системи. При втраті стійкості крана випробування зупиняється, а при задовільних результатах формується команда на переміщення вантажу. Далі проводиться дослідження траєкторії переміщення вантажозахоплювального пристрою та вантажу. На даному етапі роботи симулятора може спрацювати обмежувач кінцевих положень, що диктує зміну положення стрілової системи. На цьому етапі в діалоговому режимі може бути зроблена оцінка результатів, введені дані для додаткових перешкод – розгойдування вантажу. Результатом експерименту є оцінка якості роботи портального крана, формування бази даних випробувань та печать експериментальних даних крана та графіків переміщення вантажу.

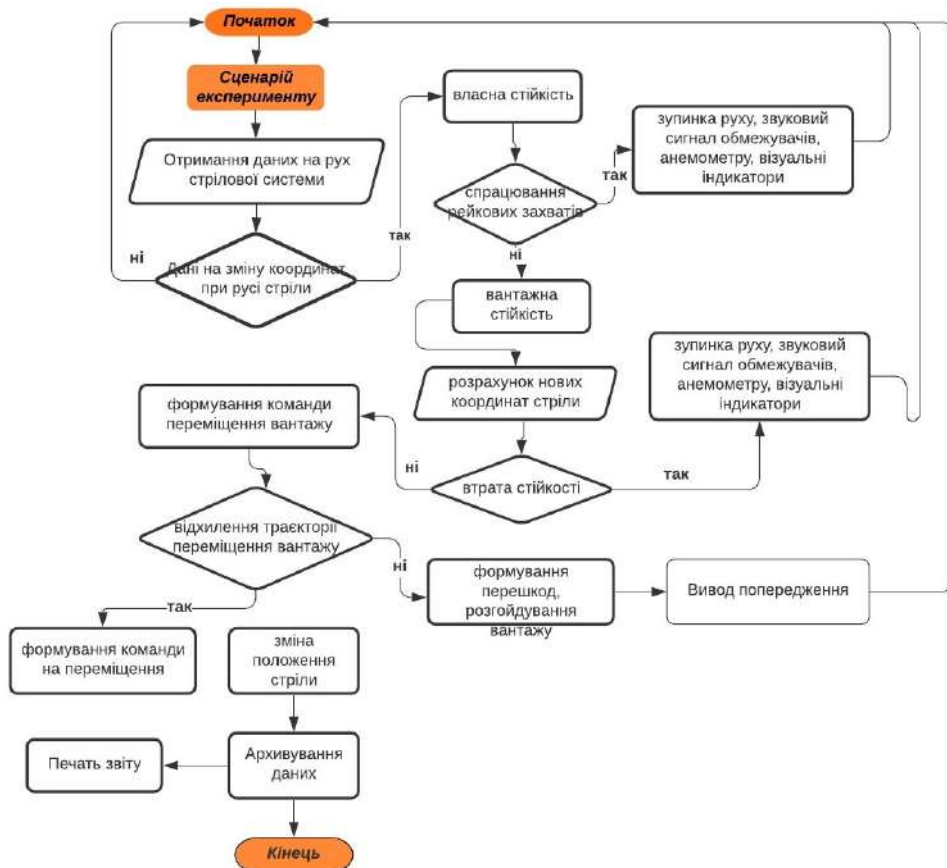


Рисунок 3 – Алгоритм роботи комп’ютерного симулятора для експериментальних досліджень порталного крана

### 3. Дослідження траєкторії переміщення вантажозахоплювального пристрою за допомогою комп’ютерного моделювання

При переміщенні вантажу порталний кран виконує ряд послідовних операцій:

- переміщення вантажозахоплювального пристрою до зони навантаження (стропування, захвату вантажу);
- переміщення вантажозахоплювального пристрою на задану висоту підйому;
- зміна вильоту стріли з вантажем;
- переміщення вантажу пристрою за горизонтальною траєкторією;
- поворот до зони розвантаження (відстроповка);
- холостий хід: поворот до зони навантаження, зміна вильоту стріли.

Забезпечення плавного руху стріли та виконання умови переміщення вантажу за горизонтальною траєкторією рекомендовано



перевіряти за допомогою комп'ютерного імітаційного моделювання, а саме – з використанням програм-симуляторів Plant Simulation, LiSIM (Liebherr), GlobalSIM, KoneCranes Simulator.

Вплинути на відхилення від оптимальної висоти підйому, на точність позиціонування вантажу та плавність руху стріли можна за рахунок методу апроксимації.

Авторами встановлено, що характер руху вантажозахоплювального пристрою описується різними аналітичними функціями, пошук яких здійснено методом найменших квадратів у програмі MatLab.

У статті виконано дослідження функції переміщення вантажу від часу, який складає цикл роботи порталного крана. Так, функція  $F(t)$ , була апроксимована за лінійним законом (1), (рис. 4) та за квадратичним законом (2), (рис. 5).

$$F = a_1 + a_2 \cdot t, \quad (1)$$

$$F = a_1 + a_2 \cdot t + a_3 \cdot t^2. \quad (2)$$

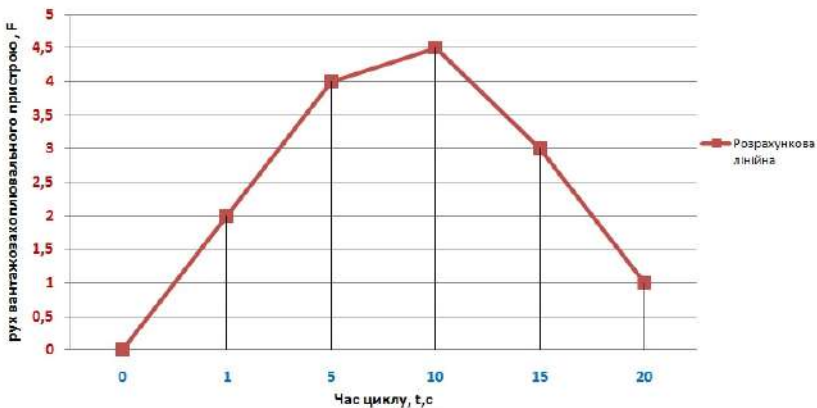


Рисунок 4 – Лінійна функція руху вантажозахоплювального пристрою в залежності від часу циклу кожної робочої операції порталного крана

Але найкраще функцію  $F(t)$  описати комбінацією двох законів: за квадратичним законом операції повороту та за лінійним законом операції підйому та зміни вильоту (рис. 6).

Аналіз графіка на рис. 6 показує, що перші сім хвилин циклу роботи порталного крана відповідають умові оптимальної висоти підйому, далі забезпечується плавність повороту стріли, з десятої по чотирнадцяту хвилину виконується переміщення вантажу за горизонтальною траєкторією, що позитивно впливає на точність позиціонування вантажу.



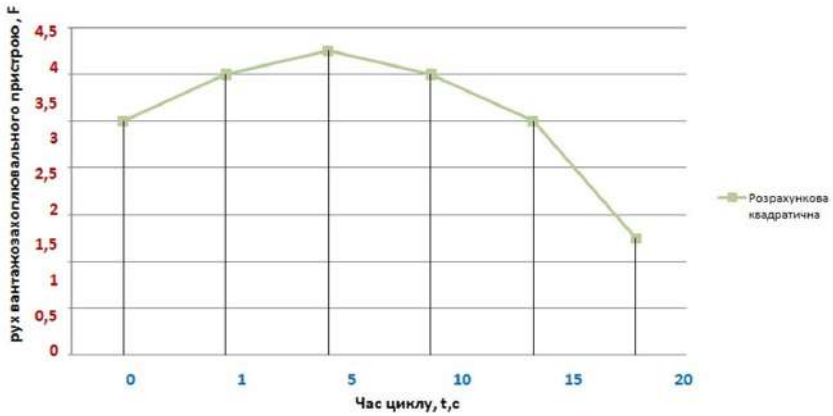


Рисунок 5 – Квадратична функція руху вантажозахоплювального пристрою в залежності від часу циклу робочих операцій крана

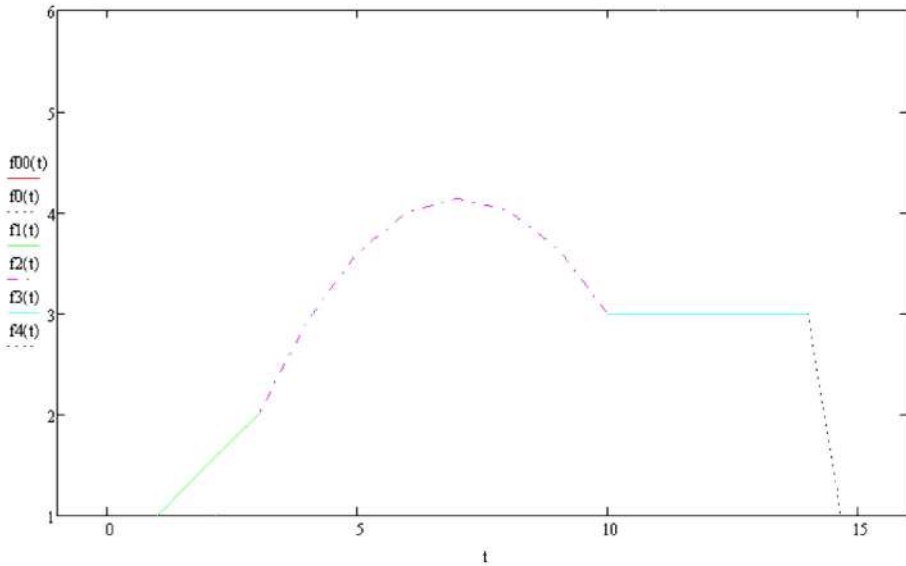


Рисунок 6 – Комбінована функція руху вантажозахоплювального пристрою в залежності від часу циклу робочих операцій крана

Таким чином, за допомогою комп’ютерних тренажерів - симуляторів, можливо не тільки вдосконалювати навички оператора порталного крана, але й виконувати експериментальні дослідження, статичні та динамічні випробування. Аналіз результатів дослідження траєкторії переміщення вантажозахоплювального пристрою та відхилення положень вантажу показує, що симулятор фіксує координати руху стріли з робочим обладнанням. Це дає можливість порівнювати фактичну траєкторію переміщення з результатами, які отримано в процесі комплексного оптимізаційного синтезу шарнірно-зчленованої стрілової системи [8].

**Висновки.** В роботі встановлена сутність процесу імітаційного моделювання. Складена статична модель порталного крана для комп'ютерного симулятора. Вперше викладено алгоритм роботи комп'ютерного симулятора для експериментальних досліджень характеристик та можливостей порталних кранів. Матеріали цієї статті можуть бути використані в учбовому процесі у якості завдань до лабораторних, практичних, курсових робіт.

### Список використаної літератури

1. Якимова, М. О. Панорамное окружение виртуального компьютерного тренажера / М. О. Якимова, А. Ф. Хабибулин // MASTER'S JOURNAL, №2, 2016. – С. 274-279.

2. Шушарина, А. В. Анализ и перспективы развития компьютерных тренажеров для обучения сенсомоторным навыкам / А. В. Шушарина, И. С. Полевщиков // Инновационные технологии: теория, инструменты, практика: сб. науч. трудов. – Пермь : ПНИПУ, 2018. – Том. 1. – С. 61 – 69

3. Вильвер, П. Ю. Специализированный программный комплекс «АСТ» для создания тренажеров / П. Ю. Вильвер, А. Ю. Юрин // Программные продукты и системы/ Software & System: научн. журнал.– Уфа: УГАТУ 2016. – Том 29. – Вып. №3. – С. 136 – 141.

4. Морозов, П. В. Тренажер оператора дистанционно-управляемого транспортного средства / П. В. Морозов, Г. Г. Гладков, А. Г. Кураков // Материалы научно-исследовательского конкурса «Профессионал года 2018», г. Пенза (15 декабря 2018 г.) / МЦНС «Наука и просвещение». – Пенза, 2018. – С.28 – 33.

5. Файзрахманов, Р. А. Проектирование и разработка тренажерного комплекса оператора порталного крана / Р. А. Файзрахманов, А. Ф. Хабибулин // Вестник ПНИПУ. Электротехника, информационные технологии, системы управления: научн.-техн. журнал. – Пермь: ПНИПУ, 2014. – Вып. №9. – С. 80 – 92.

6. Хабибулин, А. Ф. Использование проекта «Тренажерный комплекс крановщика порталного крана» / А. Ф. Хабибулин // Материалы тринадцатой открытой Всероссийской конференции «Преподавание информационных технологий», г. Пермь (14-15 мая 2015 г.) / Издательский центр «Перм. гос. нац. исслед. ун-т». – Пермь, 2015. – С.51 – 53.

7. Сальникова, О. С. К вопросу создания компьютерного тренажерного комплекса оператора порталного крана «Сокол» / О. С. Сальникова, Р. А. Хахимов // Материалы IX Международной науч.-практической конференции «EurasiaScience», г. Москва (31 мая 2017 г.) / Научно-издательский центр «Актуальность РФ». – Москва, 2017. – С. 174 – 175

8. Ткачук К. В. Обґрунтування раціональних конструктивних параметрів шарнірно-зчленованих стрілових систем порталних кранів: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.05/ Ткачук Катерина Володимирівна. – ; Українська інженерно-педагогічна академія. – Харків, 2017. – 178 с.

### PROVIDED COMPUTER SIMULATED MODELING IN EXPERIMENTAL ADDITIONAL PORTAL CRANES

Tkachuk K. V., Suglobov V. V.

*Department of Lifting-transport Machines and Details of Machines,  
Pryazovskyi State Technical University*

**Abstract.** There is a look at the power supply of the imitating model of port machines and the introduction of interactive technologies at experimental portal cranes. The nature of the movement of the ventage sacroplasty attached to the open stages of the crane robot has been increased. Indicated the results of approximating the function of the ventilation and the fact that the accuracy of positioning during the operation of the gantry crane is accurate. In the robot, the algorithm of the user-defined model of experimental experiment and portal testing of portal cranes is replicate. The authors of this article want to admit to the structure of the computer simulator of the portal crane the possibility of interpreting the voltage and the value of the voltage, accuracy of positioning at the lower levels of intensity and voltage, the edges of the loop. It is possible to carry out experimental experiments with the winter rosette of the ventilation and rooftop complex (crane, ship, cable, container, berth, warehouse and warehouse) and give an estimate of the crane's robots. By the way I have given robots комп a comprehensive computer tracking experience, an interactive simulation in experimental gantry cranes. Successful 3D technology, visualization of that model, high access of software protection, a static model of the portal crane for a computer simulator was stimulated, an algorithm of advanced model of experimental testing was scanned. The article establishes the daily process of the imitation model. The static model of the portal crane for a computer simulator is stacked. The robot algorithm of a computer simulator for experimental experimental characteristics and capabilities of portal cranes is uploaded. Materials and materials can be used in the educational process at the factory to laboratory, practical, coursework.

**Keywords:** simulator, moving, setting, experiment, vibrating, positioning, traction, gantry crane.