



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

**Підйомно-  
транспортна  
техніка**

**Подъёмно-  
транспортная  
техника**

**Hebezeuge  
und  
Fördermittel**

**1(68)  
2023**

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

НАУКОВО-ТЕХНІЧНИЙ ТА ВИРОБНИЧИЙ ЖУРНАЛ

Підйомно-транспортна техніка

1(68)

Подъемно-транспортная техника

2023

Hebezeuge und Fördermittel

виходить чотири рази на рік

**ЗАСНОВАНИЙ У ВЕРЕСНІ 2001 РОКУ**

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

---

*Редакційна колегія*

Бойко А. О. (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. (проф., д.т.н.; м. Київ, Україна)  
Семенюк В. Ф. (проф., д.т.н.; м. Одеса, Україна)  
Суглобов В. В. (проф., д.т.н.; м. Київ, 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 Національного університету «Одеська політехніка».

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 10.11.2023.  
Підписано до друку 28.11.2023.  
Формат 17x26. Тираж 100.



**ЗМІСТ**

Семенюк В. Ф., Лінгур В. М., Вудвуд О. М. <b>МЕТОД ПІДВИЩЕННЯ ТОЧНОСТІ ЗАХИСТУ ВІД ПЕРЕВАНТАЖЕННЯ МЕХАНІЗМУ ПІДЙОМУ МОСТОВИХ КРАНІВ.....</b>	4
Гелетій В. М., Корендій В. М., Пасіка В. Р. <b>ВИЗНАЧЕННЯ КІНЕМАТИЧНИХ І НАВАНТАЖУВАЛЬНИХ ПАРАМЕТРІВ ТРАНСПОРТНИХ СИСТЕМ ВЕРТИКАЛЬНОГО СКЛАДУВАННЯ.....</b>	17
Михайлов Є. П., Лінгур В. М., Антихович Д. С., Нирков М. О. <b>ДОСЛІДЖЕННЯ АЛГОРИТМІВ І ЗАСОБІВ ПЕРЕМІЩЕННЯ ДЛЯ СКЛАДСЬКОЇ ТРАНСПОРТНОЇ СИСТЕМИ.....</b>	28
Мельнікова Л. В., Шестака А. І., Бойко А. О. <b>ПИТАННЯ МОДЕРНІЗАЦІЇ ЕЛЕКТРОПРИВОДА МЕХАНІЗМУ ПОВОРОТУ ПОРТАЛЬНОГО КРАНА.....</b>	39
Погребняк Р. П. <b>РАЦІОНАЛЬНИЙ КІНЕМАТИЧНИЙ СИНТЕЗ І СТРУКТУРНИЙ АНАЛІЗ ЦЕНТРАЛЬНОГО ПРЯМОЛІНІЙНО-НАПРЯМНОГО КРИВОШИПНО - ПОВЗУНКОВОГО МЕХАНІЗМУ ЗАХОПЛЮВАЛЬНОГО ПРИСТРОЮ.....</b>	56
Михайлов Є. П., Вудвуд О. М., Сивокінь С. В., Швець Б. Р. <b>ДОСЛІДЖЕННЯ АЛГОРИТМІВ ТА ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ НАВІГАЦІЇ МОБІЛЬНИХ РОБОТІВ ЗА ДОПОМОГОЮ КОМП'ЮТЕРНОГО МОДЕЛЮВАННЯ.....</b>	71
Малащенко В. О., Семенюк В. Ф., Лисяк Б. Р. <b>ПАРАМЕТРИ КУЛЬКОВОЇ ОБГІННОЇ МУФТ ДВОСТОРОННЬОЇ ДІЇ.....</b>	87
Коваленко В. О., Коваленко О. О., Стрижак В. В., Іглін С. П., Стрижак М. Г. <b>СИНТЕЗ БАГАТОМАСОВОЇ МОДЕЛІ БАШТОВОГО КРАНУ.....</b>	95
Волобуєва Т. В., Сирота В. М., Мастепан С. М., Мастепан М. А. <b>РОЗРОБКА МЕТОДИКИ ВРАХУВАННЯ УМОВ ПЕРЕВЕЗЕНЬ ПРИ ПЛАНУВАННІ ТРАНСПОРТНИХ ПРОЦЕСІВ ПІДПРИЄМСТВА.....</b>	104

УДК 621.87

DOI: 10.15276/pidtt.1.68.2023.01

Семенюк В. Ф., Лінгур В. М., Вудвуд О. М.

Національний університет «Одеська політехніка»

## МЕТОД ПІДВИЩЕННЯ ТОЧНОСТІ ЗАХИСТУ ВІД ПЕРЕВАНТАЖЕННЯ МЕХАНІЗМУ ПІДЙОМУ МОСТОВИХ КРАНІВ

*Анотація.* Під час експлуатації мостових кранів часто виникають поломки основних деталей через перевантаження. Тому для уникнення таких поломок містові крани обладнують захисними пристроями від перевантаження.

У системі захисту мостових кранів від перевантаження слід передбачити захист від пікових і систематичних перевантажень, забезпечуючи високу точність захисту, яка оцінюється коефіцієнтом точності. Для визначення коефіцієнта точності захисту мостового крана від перевантаження рух системи "кран - обмежувач - вантаж" подається у вигляді сигнального графа.

Знайдені залежності для передаточних функцій шляхом визначення динамічних навантажень, які діють на підйомні канати. Розроблено метод підвищення точності захисту мостових кранів від систематичних і пікових перевантажень шляхом створення обмежувача вантажопідйомності з квазінульовою жорсткістю.

Запропоновано використовувати у конструкції обмежувача вантажопідйомності роликівий передаточний механізм, який дозволяє забезпечити квазінульову жорсткість обмежувача.

**Ключові слова:** коефіцієнт точності захисту від перевантаження, систематичні і пікові перевантаження, передаточні функції, квазінульова жорсткість, роликівий передаточний механізм.

**Вступ.** У промисловості, будівництві та інших галузях широке використання знаходять мостові крани. Надійність їх роботи безпосереднє впливає на ефективність виробництва. Аналіз поломок і аварій мостових кранів показує, що ці аварії відбуваються часто у зв'язку з перевантаженням механізмів підйому у процесі експлуатації кранів. Ефективним засобом підвищення продуктивності і надійності кранів, а також безпеки їх обслуговування, є оснащення кранів точними і надійними пристроями для захисту від перевантаження.

**Постановка проблеми.** Крани мостового типу необхідно обладнувати обмежувачами вантажопідйомності тоді, коли можливе їх

перевантаження по технологічним причинам. Обмежувач вантажопідйомності крана мостового типу не повинен допускати перевантаження більш ніж на 25%. До кранів, у яких перевантаження виникають по технологічним причинам, відносять мостові крани грейферні і магнітні, крани підприємств будівельної індустрії, які використовуються для витягнення залізобетонних виробів, крани, працюючі на відкритих складах, коли не виключено прилипання або примерзання до ґрунту піднімасмих вантажів, крани, які використовуються для демонтажу обладнання, і інші.

Причиною перевантаження механізму підйому мостового крану може бути не тільки підйом вантажу, який перевищує номінальну вантажопідйомність крана, але і можливі перевантаження через динамічні навантаження, виникаючі при підйомі вантажів, які не перевищує номінальну вантажопідйомність крана. Тому доцільно у системі захисту мостових кранів від перевантаження дві функції: захист крана від пікових перевантажень, значно перевищуючих допустимий рівень, і захист крана від систематичних перевантажень, представляючих відносно невеликі перевантаження, які виникають при підйомі вантажу близького по значенню до номінальної вантажопідйомності кран, але при високих пришвидшеннях. Якщо створити систему захисту крана від перевантаження таким чином, що при кожному перевищенню навантаження більш ніж на 25% буде спрацьовувати обмежувач вантажопідйомності, то кран не зможе піднімати вантажі, навіть такі, які відповідають номінальній вантажопідйомності крана.

**Аналіз публікацій по темі дослідження.** Для вирішення проблеми захисту мостових кранів від перевантаження присвячено багато досліджень. У більшості з них розглядаються питання удосконалення конструкцій обмежувачів вантажопідйомності, які працюють за принципом відключення електродвигуна приводу механізму при спрацьовуванні обмежувача вантажопідйомності. Такі обмежувачі не забезпечують надійний захист крана не тільки від пікових але і від систематичних перевантажень крана. В роботі [1] запропонована конструкція обмежувача вантажопідйомності, у якій застосовано спосіб захисту мостового крана від перевантаження, при якому під час перевантаження крана відбувається роз'єднання поступально рухомих деталей приводу механізму підйому і одночасно відключається електродвигун і включається гальмо цього приводу. Таким чином запобігається навіть короточасне перевантаження крана і відрив вантажу від основи. Для захисту мостових металургійних кранів від перевантаження запропонована механо-тензометрична система [2], котра дозволяє підвищити як точність, так і надійність захисту крана від перевантаження. Підвищення точності захисту забезпечується тим, що при збільшенні коефіцієнта тертя між деталями

передаточного механізму обмежувача вантажопідйомності датчик сили, діючи на електромагніт і роликівий замок, дасть команду на примусове переміщення деталей передаточного механізму при виникненні перевантаження і відбувається спрацювання кінцевого вимикача, який викличе відключення електродвигуна і включення гальма приводу.

Захист мостових кранів від систематичних перевантажень можливий при використанні різних способів. Один із способів полягає у зниженні моменту інерції з'єднувальної муфти за рахунок використання композитних матеріалів для виготовлення муфти [3].

В роботі [4] для управління динамічним станом механічної підсистеми в систему управління введено синергетичний регулятор пружнього моменту. Таким чином, здійснюється управління швидкістю електроприводу механізму підйому мостового крана при обмеженні динамічних навантажень.

Для забезпечення ефективного захисту кранів від перевантаження сформульовано вимоги до датчиків, застосовуваних в пристроях захисту кранів від перевантаження [5].

В обмежувачах вантажопідйомності у якості контрольованого параметра використовується не тільки сила, а і обертальний момент. В цьому випадку застосовують у підйомних механізмах запобіжні гальма [6]. Такі гальма забезпечують захист від перевантаження кранів, які працюють на атомних станціях і металургійних підприємствах. Визначенню динамічних навантажень у передаточному механізмі підйомника присвячена робота [7].

**Мета дослідження** - розробка метода підвищення точності захисту від перевантаження механізму підйому мостових кранів шляхом застосування обмежувача вантажопідйомності, жорсткість якого дорівнює нулю (квазінульова жорсткість обмежувача вантажопідйомності).

**Виклад основного змісту дослідження.** Точність захисту машин від перевантаження оцінюється коефіцієнтом точності. Для мостових кранів цей коефіцієнт є відношення максимальної сили  $S_{max}$ , яка встановилась у підйомних канатах після спрацювання обмежувача вантажопідйомності до номінальної вантажопідйомності крана  $G_{вант}$ :

$$\gamma_{тч} = \frac{S_{max}}{G_{вант}}. \quad (1)$$

Для визначення  $S_{max}$  розглянемо рух системи «кран-обмежувач-вантаж». Процес руху можна розділити на такі етапи:

1 етап руху – робота електродвигуна приводу механізму підйому від початку його включення до моменту часу, який дорівнює часу вибору слабкості підйомного каната;

2 етап руху – підйом вантажу масою  $G_{вант}$  від закінчення вибору слабкості підйомного каната до відриву вантажа від основи;

3 етап руху – підйом вантажу після відриву від основи до відключення електродвигуна приводу механізму підйому при спрацьованні обмежувача вантажопідйомності, одночасно з відключенням електродвигуна починається переміщення рухомих деталей обмежувача вантажопідйомності;

4 етап руху – підйом вантажу з моменту відключення електродвигуна при спрацьованні обмежувача вантажопідйомності і початку переміщення рухомих деталей обмежувача до моменту накладення механічного гальма приводу механізму підйому;

5 етап руху- гальмування маси обертальних деталей механізму підйому, розглядається відрізок часу з моменту початку гальмування до повного зупинення обертальних деталей механізму підйому.

Застосовуючи відоме з теорії регулювання поняття «передаточна функція» [8], для визначення коефіцієнта точності системи захисту мостового крана від перевантаження представимо рух системи «кран-обмежувач-вантаж» у вигляді сигнального графа [9], який є графічним засобом опису лінійних співвідношень поміж змінними величинами. Передаточні функції вводяться для скорочення запису диференціальних рівнянь і також представляють собою символічний запис диференціальних рівнянь.

На рис. 1 представлено сигнальний граф механізму підйому мостового крана, який показує зміну сили  $S(t)$  у підйомних канатах відповідно з етапами руху системи «кран-обмежувач-вантаж». На цьому рисунку  $W_1(t)$ ,  $W_2(t)$ ,  $W_3(t)$ ,  $W_4(t)$ ,  $W_5(t)$  – передаточні функції для кожного етапу.



Рисунок 1 - Сигнальний граф механізму підйому мостового крана

Знайдемо залежності для передаточних функцій шляхом визначення динамічних навантажень, які діють на підйомні канати, розгляну відповідні етапи руху системи «кран-обмежувач-вантаж». Розглянемо варіант встановлення обмежувача вантажопідйомності в гаковій підвісці. Розрахункові динамічні схеми мостового крана з обмежувачем вантажопідйомності, встановленим у гаковій підвісці у довідривній і післявідривній стадіях руху показано на рис. 2 і рис. 3 відповідно.



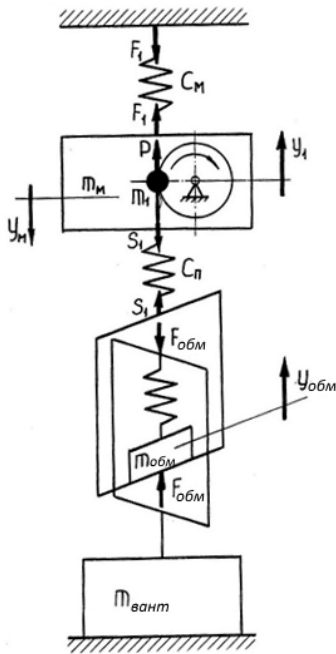


Рисунок 2 - Розрахункова динамічна схема мостового крана у довідривної стадії руху з обмежувачем вантажопідйомності, який встановлено у гаковій підвісці

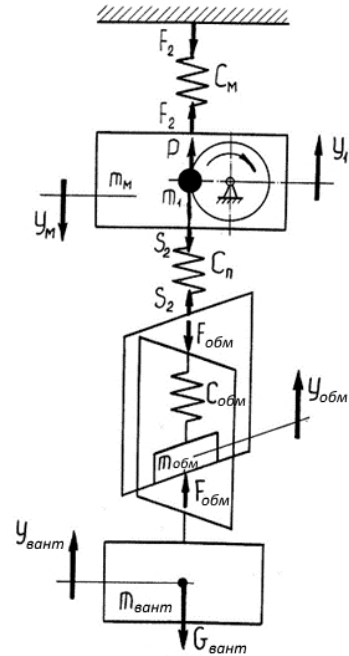


Рисунок 3 - Розрахункова динамічна схема мостового крана у післявідривної стадії руху з обмежувачем вантажопідйомності, який встановлено у гаковій підвісці

На рисунках прийняти наступні позначення :  $m_M$  - маса моста і візка, яка приведена до вертикальної деформації моста  $y_M$ , ця деформація відраховується від статичного положення моста за умови відсутності вантажу на гаку крана;  $C_M$  - жорсткість моста у точці підйому вантажу;  $m_l$  - маса обертальних частин механізму підйому, приведена до поступального переміщення  $y_l$ , яке співпадає з напрямком переміщення вантажу  $y_{вант}$ ;  $C_n$  - жорсткість канатної підвіски вантажу;  $m_{вант}$  - маса вантажу;  $G_{вант}$  - маса вантажу;  $P$  - сила підйомного двигуна, приведена до поступального переміщення вантажу;  $S_1$  і  $S_2$  - сумарна сила в підйомних канатах відповідно до відриву вантажу і після відриву вантажу від основи;  $F_1$  і  $F_2$  - сила, діюча на мост крана, яка виникає при підйомі вантажу у довідривної і післявідривної стадіях руху відповідно;  $y_{вант}$  - переміщення рухомих деталей обмежувача вантажопідйомності, приведена маса яких  $m_{обм}$ ;  $F_{обм}$  - номінальна сила спрацювання обмежувача вантажопідйомності;  $C_{обм}$  - жорсткість обмежувача вантажопідйомності.

В довідривної стадії руху переміщуються тільки дві маси  $m_l$  і  $m_M$ .



Рівняння руху системи «кран-вантаж» мають вигляд:

$$\begin{aligned} m_M \cdot \ddot{y}_M &= S_1 - F_1; \\ m_1 \cdot \ddot{y}_1 &= P - S_1, \end{aligned} \quad (2)$$

$$\text{де } S_1 = c_{\Pi} \cdot (y_1 - y_M); F_1 = c_M \cdot y_M. \quad (3)$$

Рухійна сила  $P$  на даному етапі змінюється за залежністю:

$$P = P_0 - \beta \cdot \dot{y}_1, \quad (4)$$

де  $P_0$  – сила в момент пуску електродвигуна при числі обертів, яке дорівнює нулю;

$y_1$  – швидкість наведеної маси обертальних деталей механізму підйому;  $\beta$  – коефіцієнт жорсткості механічної характеристики.

Підставляючи значення  $S_1$ ,  $F_1$  і  $P$  у (2) отримаємо диференційні рівняння, які описують рух динамічної системи не відривній стадії (етап 2)

$$\begin{aligned} m_M \cdot \ddot{y}_M + (c_{\Pi} + c_M)y_M - c_{\Pi} \cdot y_1 &= 0; \\ m_1 \cdot \ddot{y}_1 + \beta \cdot \dot{y}_1 + c_{\Pi}(y_1 - y_M) &= P_0. \end{aligned} \quad (5)$$

Прийняв, що окружна швидкість вала електродвигуна в процесі підйому вантажу з основи при роботі двигуна на природній механічній характеристиці постійна і дорівнює  $(\dot{y}_1)_0$ , тоді  $y_1 = (\dot{y}_1)_0 \cdot t$ , а система диференційних рівнянь (5) перетворюється в одно рівняння.

$$\ddot{y}_M + \frac{(c_{\Pi} + c_M)}{m_M} \cdot y_M = \frac{c_{\Pi}}{m_M} \cdot (\dot{y}_1)_0 \cdot t. \quad (6)$$

Вирішуючи рівняння (6), отримаємо залежність для визначення сили в підйомних кантах до відриву вантажу від основи (етап 2).

$$S_1 = \frac{c_{\Pi} \cdot (\dot{y}_1)_0}{c_{\Pi} + c_M} \left[ c_M \cdot t + c_{\Pi} \frac{\sin \sqrt{\frac{c_{\Pi} + c_M}{m_M}} t}{\sqrt{\frac{c_{\Pi} + c_M}{m_M}}} \right]. \quad (7)$$

Умовою переходу до післявідривної стадії руху (етап 3) є

$$(S_1)_2 = G_{\text{вант}}, \quad (8)$$

де  $(S_1)_2$  – сила в підйомних кантах у кінці другого етапу.  
Рівняння, які описують рух динамічної системи на третьому етапі:

$$\begin{aligned} m_M \cdot \ddot{y}_M &= S_{23} - F_{23}; \\ m_1 \cdot \ddot{y}_1 &= P - S_{23}; \end{aligned} \quad (9)$$

$$m_{\text{гр}} \cdot \ddot{y}_{\text{вант}} = S_{23} - G_{\text{вант}}.$$

Сила в металокопструкції і сила в канатах на цьому етапі визначається:

$$F_{23} = c_M \cdot y_M; \quad S_{23} = c_{\text{П}}(y_1 - y_M - y_{\text{вант}}). \quad (10)$$

При розгляді післявідривної стадії (етап 3) врахуємо, що при  $t_3=0$

$$c_{\text{П}}(y_1 - y_M - y_{\text{вант}}) = G_{\text{вант}} + c_{\text{П}}(y_1 - y_M - y_{\text{вант}}), \quad (11)$$

де  $y_1, y_M, y_{\text{вант}}$  відраховуються від початку післявідривної стадії і при  $t_3=0; y_1=0;$

$$y_M=0; y_{\text{вант}}=0.$$

Прийняв це до уваги, а також допустивши, що  $P = G_{\text{вант}}$  на початку післявідривної стадії, запишемо систему диференціальних рівнянь (9) у наступному вигляді:

$$\begin{aligned} m_M \cdot \ddot{y}_M + c_M \cdot y_M - c_{\text{П}}(y_1 - y_M - y_{\text{вант}}) &= 0; \\ m_1 \cdot \ddot{y}_1 + c_{\text{П}}(y_1 - y_M - y_{\text{вант}}) &= 0; \end{aligned} \quad (12)$$

$$m_{\text{гр}} \cdot \ddot{y}_{\text{вант}} - c_{\text{П}}(y_1 - y_M - y_{\text{вант}}) = -G_{\text{вант}}$$

Для спрощення вирішення системи зробимо припущення, що динамічна деформація несучої металокопструкції крана мало відрізняється від статичної деформації, а саме

$$c_M \cdot y_M \approx c_{II}(y_1 - y_M - y_{\text{вант}}) \quad (13)$$

Помножуючи друге рівняння системи (12) на  $m_{\text{вант}}$ , а третє рівняння на  $m_1$  і віднімаючи з другого рівняння третє після перетворення отримаємо

$$m_1 \cdot m_{\text{вант}}(\ddot{y}_1 - \ddot{y}_{\text{вант}}) + (m_1 + m_{\text{гр}})c_{II}(y_1 - y_M - y_{\text{вант}}) = m_{\text{вант}} \cdot G_{\text{вант}}. \quad (14)$$

Позначивши  $\frac{c_{II} \cdot c_M}{c_{II} + c_M} = c$ , з (13) отримаємо

$$c_{II}(y_1 - y_M - y_{\text{вант}}) = c(y_1 - y_{\text{вант}}). \quad (15)$$

Тоді, враховуючи (15), рівняння (14) буде мати вигляд

$$(\ddot{y}_1 - \ddot{y}_{\text{вант}}) + \frac{m_1 + m_{\text{вант}}}{m_1 \cdot m_{\text{вант}}} \cdot c \cdot (y_1 - y_{\text{вант}}) = \frac{G_{\text{вант}}}{m_1}. \quad (16)$$

Вирішуючи рівняння (16), знайдемо

$$(y_1 - y_{\text{вант}}) = \frac{G_{\text{вант}} \cdot m_{\text{вант}}}{c(m_1 + m_{\text{вант}})}(1 - \cos(pt)) + \frac{(\dot{y}_1)_0}{p} \sin(pt), \quad (17)$$

$$\text{де } p = \sqrt{\frac{m_1 + m_{\text{гр}}}{m_1 \cdot m_{\text{гр}}} \cdot c}.$$

Сила в підйомних канатах після відриву від основи

$$S_{23} = G_{\text{вант}} + c \cdot (y_1 - y_{\text{вант}}) \quad (18)$$

і з урахуванням (17)

$$S_{23} = G_{\text{вант}} + \frac{G_{\text{гр}} \cdot m_{\text{вант}}}{m_1 + m_{\text{вант}}}(1 - \cos(pt)) + \frac{c \cdot (\dot{y}_1)_0}{p} \sin(pt). \quad (19)$$

Перехідною умовою до четвертого етапу руху буде

$$(S_{23})_3 = G_{\text{вант}}^*, \quad (20)$$

де  $(S_{23})_3$  – сила в підйомних канатах у кінці третього етапу;  
 $G_{\text{Гр}}^* = F_{\text{огрН}}$  - номінальна сила спрацювання обмежувача  
вантажопідйомності;  
 $G_{\text{Гр}}^* = (1,05 \dots 1,25)G_{\text{Гр}}$

Розглядається період часу з моменту відключення електродвигуна привода механізму підйому до моменту накладання механічного гальма.

Рівняння руху мас  $m_M$ ,  $m_1$ ,  $m_{\text{обм}}$ ,  $m_{\text{вант}}$  на цьому етапі

$$\begin{aligned} m_M \cdot \ddot{y}_M &= S_{24} - F_{24}; \\ m_1 \cdot \ddot{y}_1 &= P - S_{24}; \\ m_{\text{обм}} \cdot \ddot{y}_{\text{обм}} &= S_{24} - F_{\text{обм}}; \\ m_{\text{вант}} \cdot \ddot{y}_{\text{вант}} &= F_{\text{обм}} - G_{\text{вант}}. \end{aligned} \quad (21)$$

Сила в підйомних канатах  $S_{24}$ , в металоконструкції  $F_{24}$  і в обмежувачі  $F_{\text{обм}}$ :

$$\begin{aligned} S_{24} &= c_{\text{п}}(y_1 - y_M - y_{\text{обм}} - y_{\text{вант}}); \\ F_{24} &= c_M \cdot y_M; \\ F_{\text{огр}} &= G_{\text{вант}}^* + c_{\text{обм}} \cdot y_{\text{обм}}. \end{aligned} \quad (22)$$

Як і на третьому етапі, так і на четвертому етапі  $P=0$ . Підставивши значення  $S_{24}$ ,  $F_{24}$  і  $F_{\text{обм}}$  в (21) отримаємо диференційні рівняння, які описують рух динамічної системи на четвертому етапі

$$\begin{aligned} m_M \cdot \ddot{y}_M + c_M \cdot y_M - c_{\text{п}}(y_1 - y_M - y_{\text{обм}} - y_{\text{вант}}) &= 0; \\ m_1 \cdot \ddot{y}_1 + c_{\text{п}}(y_1 - y_M - y_{\text{обм}} - y_{\text{вант}}) &= 0; \\ m_{\text{огр}} \cdot \ddot{y}_{\text{обм}} + G_{\text{вант}}^* + c_{\text{обм}} \cdot y_{\text{обм}} - c_{\text{п}}(y_1 - y_M - y_{\text{обм}} - y_{\text{вант}}) &= 0; \\ m_{\text{вант}} \cdot \ddot{y}_{\text{вант}} - G_{\text{вант}}^* - c_{\text{обм}} \cdot y_{\text{обм}} &= -G_{\text{вант}}. \end{aligned} \quad (23)$$

Аналіз залежності (23) показує, що при збільшенні жорсткості обмежувача вантажопідйомності  $C_{обм}$ , сила у силовому ланцюгу проводу механізму підйому збільшується після спрацювання обмежувача вантажопідйомності, тому точність захисту мостового крану від перевантаження зменшується. Якщо прийняти  $C_{обм}=0$ , то система чотирьох диференціальних рівнянь (23) після спрацювання обмежувача вантажопідйомності буде мати вигляд

$$\begin{aligned} m_M \cdot \ddot{y}_M + c_M \cdot y_M - c_{II}(y_1 - y_M - y_{обм}) &= 0; \\ m_1 \cdot \ddot{y}_1 + c_{II}(y_1 - y_M - y_{обм}) &= 0; \\ m_{орг} \cdot \ddot{y}_{обм} - c_{II}(y_1 - y_M - y_{обм}) &= -G_{вант}^* \end{aligned} \quad (24)$$

Прийняв допущення, як і на третьому етапі, помножуючи друге рівняння в системі (24) на  $m_{обм}$ , а третє на  $m_1$ , вичитуючи з другого рівняння третє, після перетворення отримаємо

$$(\ddot{y}_1 - \ddot{y}_{орг}) + \frac{m_1 + m_{орг}}{m_1 \cdot m_{орг}} \cdot c \cdot (y_1 - y_{орг}) = \frac{G_{гр}^*}{m_{орг}}. \quad (25)$$

Після вирішення рівняння (25), знайдемо залежність для  $(y_1 - y_{обм})$ :

$$\begin{aligned} (y_1 - y_{обм}) &= \frac{G_{гр}^* \cdot m_1}{c(m_1 + m_{обм})} (1 - \cos(p_1 t)) \\ &+ \frac{(\dot{y}_1)_0}{p_1} \sin(p_1 t), \end{aligned} \quad (26)$$

Тому, що  $S_{24} = G_{вант}^* + c \cdot (y_1 - y_{обм})$ , то сила у підйомному канаті  $S_{24}$  буде:

$$\begin{aligned} S_{24} &= G_{вант}^* + \frac{G_{вант}^* \cdot m_1}{m_1 + m_{обм}} (1 - \cos(p_1 t)) \\ &+ \frac{c \cdot (\dot{y}_1)_0}{p_1} \sin(p_1 t), \end{aligned} \quad (27)$$

$$\text{де } p_1 = \sqrt{\frac{m_1 + m_{\text{обм}}}{m_1 \cdot m_{\text{обм}}}} \cdot c.$$

Аналізуючи етапи руху системи «кран-обмежувач-вантаж» можна встановити, що третій етап характеризує систематичні перевантаження, а четвертий етап – пікові перевантаження.

Передаточна функція для третього етапу:

$$W_3(t) = \frac{S_{23}}{G_{\text{вант}}}. \quad (28)$$

Для четвертого етапу передаточна функція:

$$W_4(t) = \frac{S_{24}}{S_{23}}. \quad (29)$$

Передаточна функція для системи з третього і четвертого етапів:

$$W_c(t) = W_3(t) \cdot W_4(t). \quad (30)$$

Підставивши значення  $W_3(t)$  із (28) і  $W_4(t)$  з (29), отримаємо

$$W_c(t) = \frac{S_{23}}{G_{\text{гр}}} \cdot \frac{S_{24}}{S_{23}} = \frac{S_{24}}{G_{\text{вант}}}. \quad (31)$$

Порівнюючи залежності (31) і (1) можна помітити, що передаточна функція  $W_c(t)$  характеризує коефіцієнт точності захисту крана від перевантаження.

Вибравши у якості критерії оптимізації коефіцієнт точності захисту від перевантаження і рекомендоване для цього коефіцієнта значення  $\gamma_{\text{мч}}$ , запишемо цільову функцію для оптимізації наступним чином:

$$W_c(t) = W_3(t) \cdot W_4(t) \leq 1,25. \quad (32)$$

Використовуючи цільову функцію (32) можна розглянути різні варіанти проектування системи захисту крана від перевантаження, обираючи кількісні значення для  $W_3(t)$  і  $W_4(t)$  так, щоб їх добуток рівним або менше значення коефіцієнта точності захисту від перевантаження.

## Висновки

1. Спричинити перевантаження крана можна не тільки підйомом вантажу, який суттєво перевищує номінальну вантажопідйомність крана, але і виникненням динамічних

- навантажень під час розгону механізму підйому, які можуть бути невеликими і виникають при підйому вантажу масою близькою до номінальної вантажопідйомності крана, але при великих пришвидшеннях.
2. Система захисту мостових кранів від перевантаження повинна забезпечити захист як від пікових перевантажень, так і від систематичних перевантажень.
  3. Розділення процесу руху системи «кран-обмежувач-вантаж» на характерні етапи і представлення цього процесу у вигляді сигнального графу дозволяє визначити шляхи підвищення точності захисту мостових кранів від перевантаження.
  4. Збільшення жорсткості обмежувача вантажопідйомності зменшує точність захисту мостових кранів від перевантаження.
  5. Отримана аналітична залежність для визначення передаточної функції системи «кран-обмежувач-вантаж», яка характеризує коефіцієнт точності захисту крана від перевантаження.
  6. Розроблено метод підвищення точності захисту мостових кранів від систематичних і пікових перевантажень шляхом створення конструкції обмежувача вантажопідйомності з квазінульового жорсткістю.
  7. Запропоновано використати у конструкції обмежувача вантажопідйомності передаточний механізм, який дозволяє за рахунок змінного передаточного відношення забезпечити квазінульову жорсткість обмежувача вантажопідйомності.

### Список використаних джерел

- 1.1 Semenyuk V.F., Lingur V.N. Способ и устройство для повышения точности защиты от перегрузки кранов мостового типа // Подъемные сооружения, специальная техника. – Одесса, 2017. №12 (183). – s. 12–14.
- 1.2 Semenyuk V.F., Lingur V.N. Механико-тензометрическая система обеспечения надежности защиты мостовых металлургических кранов от перегрузки // Металлургическая и горнорудная промышленность, 2018. – №7. – s. 169–174.
- 1.3 Мудров А.Г. Снижение пиковых нагрузок при пуске механизма подъема груза в кранах // Технология и организация строительства., 2018. №2 (44). – s. 239–245.
- 1.4 Завялов В.М., Гусев А.В. Автоматическое ограничение динамических нагрузок электропривода подъема мостового крана // Энергетика, 2011. – т. 318, – №4. – s. 151–154.
- 1.5 Menzel Ulrich. Krane – Einsatzererfahrungen und Entwicklungstendenzen // Kranfachtagung, 2006. – №14. – s. 77–86.



- 1.6 Vöth S.: Hubwerke mit Sicherheitsbremsen, Teil 1: Belastungen der Komponenten. Hebezeuge und Fördermittel. Heft 3, 2015.
- 1.7 Schmeink: Dynamische Beanspruchung von Hubwerksgetrieben. Tagungsband 22. Internationale Kranfachtagung. Magdeburg, 2014.
- 1.8 Бесекерский В.А., Попов Е.П. Теория систем автоматического регулирования // Наука. – М., 1975. – 768 с.
- 1.9 Дорф Р., Бишоп Р. Современные системы управления. Перев. с англ. Б.И. Копылова. – М., Лаборатория Базовых Знаний, 2004. – 832 с.
- 1.10 V. Semenyuk, V. Lingur, N. Puchenko, P. Falat. Roller Function-Generating Mechanism Preventing the Crank-Drive Machines' Overloads // Springer. Engineer of the XXI Century. Mechanisms and Machine Science, 2020, vol. 70. – s. 29-38.

### THE METHOD OF ENHANCING THE ACCURACY OF OVERLOAD PROTECTION FOR THE HOISTING MECHANISM OF OVERHEAD CRANES

Semenyuk V. F., Linhur V. M., Vudvud O. M.  
*Odessa Polytechnic National University*

**Abstract.** *During the operation of overhead cranes, breakdowns of essential crane components often occur due to overload. Therefore, to prevent such breakdowns, overhead cranes are equipped with safety devices to protect against overloads.*

*In the protection system of overhead cranes against overload, it is necessary to provide protection against peak overloads and systematic overloads, ensuring high protection accuracy, which is evaluated by the accuracy coefficient. To determine the accuracy coefficient of overload protection for overhead cranes, the motion of the "crane - limiter - load" system is presented in the form of a signal graph.*

*Dependencies for transfer functions were found by determining dynamic loads acting on the hoisting ropes. A method was developed to enhance the accuracy of protection for overhead cranes against systematic and peak overloads by creating a load-limiting device with quasi-zero stiffness.*

*It is proposed to use a roller transfer mechanism in the design of the load-limiting device, allowing to provide quasi-zero stiffness of the load-limiting device.*

**Keywords:** *accuracy coefficient of overload protection, systematic and peak overloads, transfer functions, quasi-zero stiffness, roller transfer mechanism.*

УДК 621.8

DOI: 10.15276/pidtt.1.68.2023.02

Гелетій В. М., Корендій В. М., Пасіка В. Р.

Національний університет «Львівська політехніка»

## ВИЗНАЧЕННЯ КІНЕМАТИЧНИХ І НАВАНТАЖУВАЛЬНИХ ПАРАМЕТРІВ ТРАНСПОРТНИХ СИСТЕМ ВЕРТИКАЛЬНОГО СКЛАДУВАННЯ

*Анотація.* Розглянута задача забезпечення горизонтального положення вантажних полиць транспортних систем вертикального складування в процесі їх руху та розрахунку параметрів і вибору елементів приводу таких систем при їх проектуванні.

Запропонований аналітико - числовий метод та комп'ютерні програми для визначення траєкторій руху центра кріплення полиці та траєкторії руху напрямного ролика відносно центру верхньої зірки ланцюгового приводу. Програми надають можливість наглядної покрокової візуалізації руху полиці, що дозволяє проводити оцінку кінематичних параметрів та додаткових інерційних навантажень елементів конструкції.

Наведені результати розрахунку і вибору параметрів елементів приводу конкретної системи вертикального складування та варіант конструкції найбільш навантаженого опорного вузла ланцюгового приводу.

**Ключові слова:** системи вертикального складування, механізм, траєкторія руху, візуалізація руху, ланцюговий привод, опорний вузол

### Вступ

Завдяки своїй компактній конструкції транспортні системи вертикального складування (рис.1, а) ефективно використовують наявні можливості складських приміщень.

Більшість таких систем мають здвоєний ланцюговий привод переміщення вантажних полиць. Кожна вітка ланцюгового приводу переміщення полиць приводиться в рух за допомогою електродвигуна і механічних передач. Синхронізація руху ланок приводу забезпечується як механічно, так і електричною схемою. Два синхронізовані електродвигуна також забезпечують оптимальний баланс, якщо навантаження на полиці розподілені нерівномірно. Системи приводу розміщені всередині корпусу транспортної системи. Це забезпечує її оптимальну компактність.

Несуча підвіска вантажних полиць вертикальної транспортної системи з ланцюговим приводом включає механізм стабілізації їх горизонтального положення (рис. 1, б). Така підвіска з обох боків

полиць забезпечує також поглинання поперечних зусиль у випадках їх нерівномірного навантаження і динамічних переміщень, пов'язаних з пуском або зупинкою системи

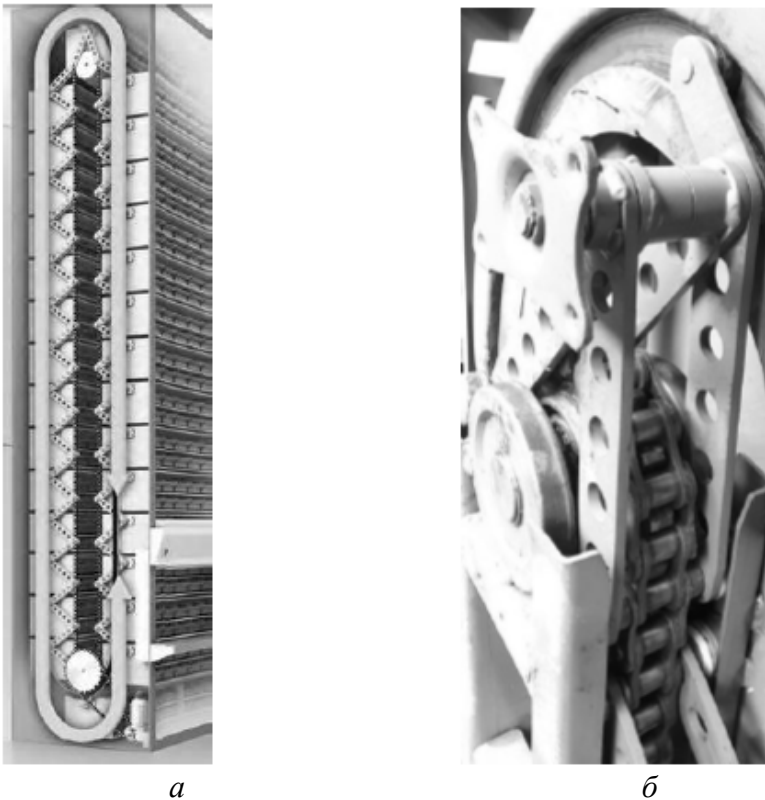


Рисунок 1 – Система вертикального складування (а) [10], механізм кріплення та горизонтальної стабілізації полиці (б)

При проектуванні транспортних систем вертикального складування необхідно забезпечити горизонтальне положення вантажних полиць в процесі їх руху. Для вирішення цієї проблеми використовують два основні методи кінематичного (“жорсткого”) та динамічного зрівноважування полиць [1,5]. Динамічне зрівноважування передбачає шарнірне закріплення полиць безпосередньо до тягового елемента (ланцюга) або до допоміжного опорного механізму. За нерівномірного завантаження полиці щодо осі її кріплення до опорного механізму спостерігатиметься перекошування полиці у статичному положенні та виникатимуть коливні процеси під час пуску – зупинки системи за рахунок виникнення інерційних навантажень. З метою зменшення впливу інерційних навантажень та обмеження коливних процесів під час пуску–зупинки системи при динамічному зрівноважуванні використовують два основні способи [3]: встановлюють противаги, які розташовують на протилежному боці щодо осі кріплення полиці, або зміщують центр ваги полиці якомога

нижче від осі її кріплення. В обох випадках динамічного зрівноважування полиці неможливо забезпечити абсолютну точність, причому використання противаг істотно підвищує металомісткість і вагу конструкції, а зниження центра ваги конструкції полиці зумовлює зростання її висоти, що не завжди є виправданим з погляду габаритів вантажів, які зберігаються на полицях [6]. Тому за необхідності забезпечення точної стабілізації горизонтального положення полиць незалежно від її кінематичного стану використовують “жорстке” зрівноважування, яке передбачає наявність опорно-напрямого механізму, що “примусово” забезпечує задане положення полиці на усіх ділянках траєкторії її руху. В подальшому розглядається саме такий механізм кріплення полиць і стабілізації їх положення для системи вертикального складування.

### **1. Аналіз останніх досягнень та публікацій.**

Опорно-напрягий механізм переміщення і горизонтальної стабілізації полиць системи вертикального складування відноситься до плоских важільних механізмів. Аналітичні залежності геометричного і кінематичного аналізів плоских важільних механізмів вважаються достатньо повно розробленими [6,7,8]. Проблеми виникають при їх реалізації графічними чи числовими методами. Графічні методи практично перестають бути ефективним інструментарієм кінематичного дослідження важільних механізмів з причини їх трудомісткості і низької точності. Заміна ручної графіки на комп'ютерну вирішує лише проблему точності і не дозволяє ефективно оцінювати механізм за різними критеріями упродовж усього циклу роботи. Недоліки числових методів – це неоднозначність розв'язку рівнянь, які описують геометрію механізму (варіанти складання ланок), складність опису топології механізму і візуалізації руху ланок. Ще один метод одержання кінематичних параметрів механізму – це його твердотільне моделювання. Недоліком цього підходу є необхідність використання дорогих ліцензійних програмних продуктів і закритість алгоритмів аналізу. Тому реалізація аналітичних методів кінематичного аналізу механізмів відкритими алгоритмами і програмними продуктами з ефективною візуалізацією одержаних результатів залишається важливим завданням для інженерної практики.

Актуальність цієї наукової роботи зумовлена відсутністю у відкритому доступі відомих авторам результатів теоретичних та експериментальних досліджень кінематичних характеристик опорно-напрягий механізмів полиць систем вертикального складування, що унеможливує створення інженерної методики їх розрахунку і конструювання. Мета роботи полягає в розробленні алгоритму і комп'ютерних програм кінематичного аналізу механізму переміщення і стабілізації горизонтального положення полиць транспортної системи

вертикального складування та розроблення інженерних методів розрахунку параметрів приводу та конструкції найбільш навантажених його елементів.

## 2. Кінематика механізму переміщення і горизонтальної стабілізації полиць

В роботі аналізується опорно-напрямний механізм переміщення і горизонтальної стабілізації полиць системи вертикального складування, фрагмент якого показаний на рис 1, б.

Геометричний аналіз таких плоских важільних механізмів аналітико-числовими методами зводиться до аналізу геометрії структурних груп. Структурна група (рис.2, а) складається з ланок  $AB$  і  $BC$ . Точками  $A$  і  $C$  ланки шарнірно кріпляться до ланцюга приводу. За вхідні параметри приймаємо координати зовнішніх кінематичних пар  $x_A, y_A$  і  $x_C, y_C$ , та довжини ланок  $l_{AB}$  і  $l_{BC}$ , а вихідними координати кінематичної пари  $B(x_B, y_B)$  і кути  $\varphi_A, \varphi_B, \varphi_C, \varphi_{CA}, \varphi_2$ .

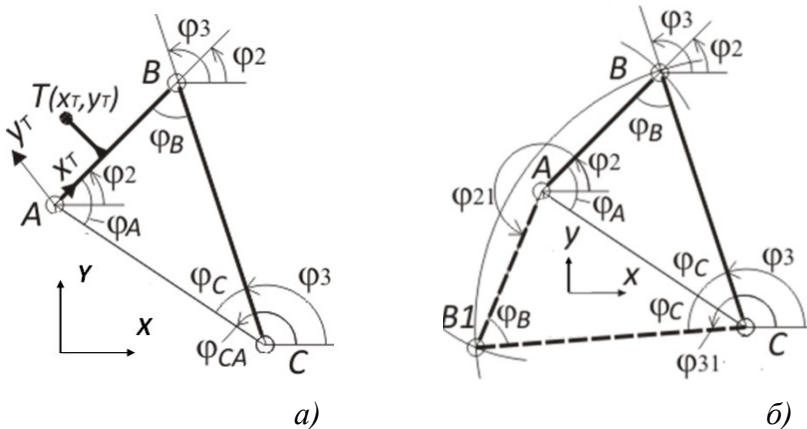


Рисунок 2 – Розрахункові схеми структурної групи механізму

Алгоритм розв'язку цієї задачі полягає в послідовному застосуванні наступних формул (1).

$$\begin{aligned}
 l_{AB}^2 &= (x_B - x_A)^2 + (y_B - y_A)^2; \\
 \varphi_B &= \arccos \left[ \frac{(l_{AB}^2 + l_{BC}^2 - l_{AC}^2)}{(2 \cdot l_{AB} \cdot l_{BC})} \right]; \\
 \varphi_A &= \arcsin \left[ \sin(\varphi_B) \cdot l_{BC} / l_{AC} \right]; \\
 \varphi_C &= 180^\circ - \varphi_A - \varphi_B; \\
 \varphi_{CA} &= \arctg \left[ (y_A - y_C) / (x_A - x_C) \right]; \\
 \varphi_3 &= \varphi_{CA} + pp \cdot \varphi_C; \\
 \varphi_2 &= \varphi_3 + pp \cdot \varphi_B;
 \end{aligned} \tag{1}$$

Параметр  $pp$  визначає один із двох можливих варіантів положення ланок  $AB$  і  $BC$ . На рис. 2, б вони показані відповідно

точками  $B$  і  $B_1$ . Якщо точка  $B$  має бути ліворуч від вектора  $CA$ , то  $pp = +1$ , а якщо праворуч, то  $pp = -1$ .

Подібний алгоритм успішно апробований авторами для кінематичного аналізу ряду плоских механізмів [9]. Його адаптація для заданого механізму переміщення полиць системи вертикального складування дозволила розробити комп'ютерну програму в середовищі MATLAB, яка визначає положення точок і ланок механізму, виконує покрокову графічну побудову положень ланок за повний оберт зірки ланцюгової передачі (рис.3), формує масиви числових значень кінематичних параметрів їх графічне представлення та їх екстремальні значення.

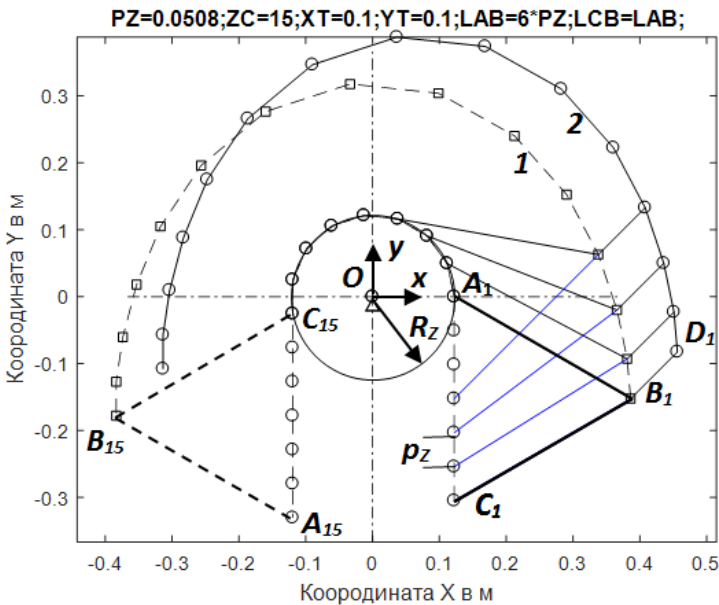


Рисунок 3 – Комп'ютерна покрокова візуалізація руху полиць відносно центру верхньої зірки несучого ланцюга

Вихідними числовими даними механізму є: крок несучого приводного ланцюга  $p_z = 50,8$  мм, кількість зубців зірки ланцюгового приводу  $z_c = 15$ , довжини ланок механізму  $l_{AB} = l_{BC} = 304,8$  мм, кількість ланок ланцюга між точками  $A$  і  $C$  шарнірного кріплення ланок механізму  $z_{AC} = 6$ , координати напрямного ролика по відношенню до центру кріплення полиці  $x_{BD} = y_{BD} = 100$  мм.

Результати покрокової візуалізації руху полиці відносно центру верхньої зірки показані на рис. 3, 4. Одержані траєкторії точки центру кріплення полиці (крива 1) і напрямного ролика (крива 2) для її горизонтальної стабілізації. Одержані графічні побудови дозволяють також проводити оцінку певних обмежень геометричних параметрів конструкції при її проектуванні.

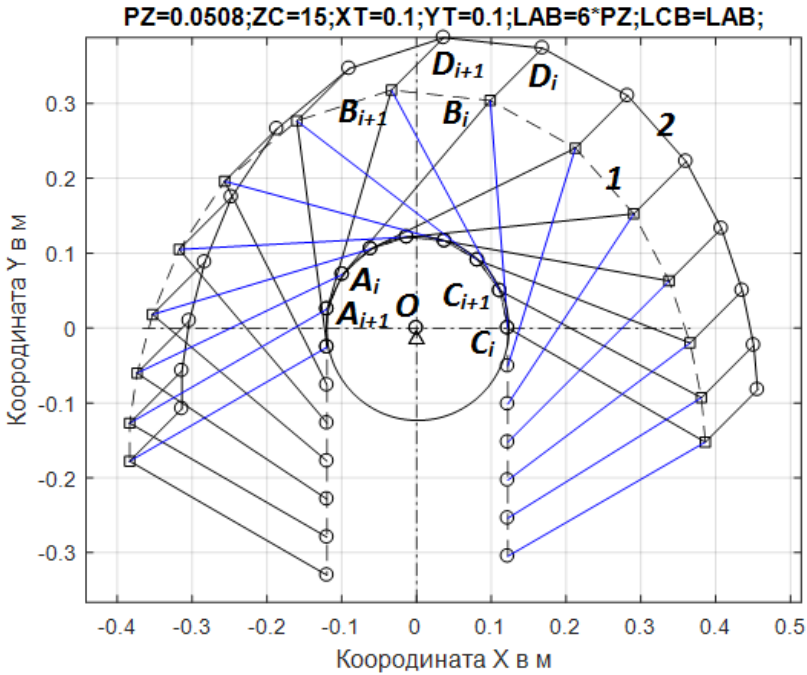


Рисунок 4 – Компютерна покрокова візуалізація руху полиць для визначення кінематичних параметрів руху

Швидкість руху несучого ланцюга визначається за формулою  $V_z = \omega_z \cdot R_z$ , де  $\omega_z$  – кутова швидкість зірки ланцюгового приводу. Період часу, який відповідає переміщенню однієї ланки ланцюга довжиною  $p_z$  дорівнює

$$\Delta t_z = 2 \cdot \pi / (z_c \cdot \omega_z). \quad (2)$$

За цей час центр кріплення полиці переміститься з точки  $B_i$  в точку  $B_{i+1}$ . Якщо довжину відрізка ( $B_i B_{i+1}$ ) позначити як  $\Delta B$ , тоді швидкість переміщення точки  $B$  дорівнює  $V_B = \Delta B / \Delta t_z$  і відношення швидкостей  $V_B / V_z$  визначаються за формулами дорівнює  $\Delta B / p_z$ .

$$V_B = \Delta B / \Delta t_z, V_B / V_z = \Delta B / p_z. \quad (3)$$

Таким чином масив координат точки кріплення полиці  $x_{B_i}$ ,  $y_{B_i}$  дозволяє обчислити її швидкість по відношенню до швидкості ланцюга на криволінійній частині траєкторії. Графік відносної швидкості точки  $B$  показаний на рис. 5. Аналогічно, на основі масиву координат центру напрямного ролика  $x_{D_i}$ ,  $y_{D_i}$  можна обчислити швидкість точки  $D$  по відношенню до швидкості ланцюга на криволінійній частині траєкторії ролика. Одержані покрокові масиви швидкостей точок  $B$  і  $D$  дозволяють одержати числові значення пришвидшень точок  $B$  і  $D$  що в подальшому дозволить оцінювати інерційні зусилля системи.



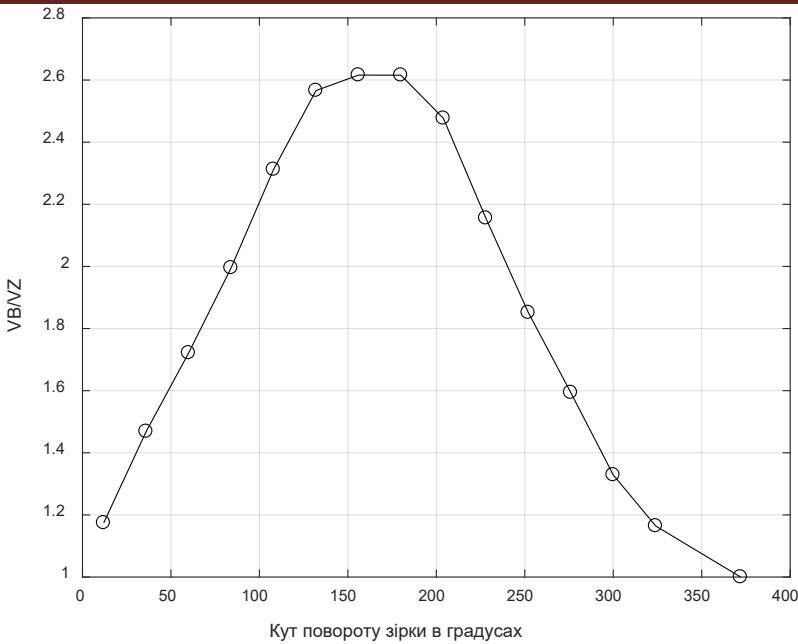


Рисунок 5 – Відношення швидкості точки  $B$  кріплення полиці до швидкості ланцюга на криволінійній частині траєкторії її руху

Одержані результати дозволяють оцінювати кінематичні параметри механізму впродовж усього циклу його роботи і можуть бути використаним для його подальшого силового аналізу.

Адекватність отриманих кінематичних параметрів одержаних на основі запропонованих алгоритмів і програм підтверджується за допомогою порівняння їх з окремими результатами, одержаними графічними і аналітичними методами.

### 3. Розрахунок та вибір елементів приводу

Важливе значення при проектуванні подібних систем вертикального складування має розрахунок та вибір елементів приводу.

Більшість таких систем мають здвоєний ланцюговий привод переміщення вантажних полиць. Кожна вітка ланцюгового приводу переміщення полиць урухомлюються за допомогою електродвигуна і механічних передач. Схема приводу показана на рис.6. Дві синхронізовані вітки приводу також забезпечують оптимальний баланс, якщо навантаження на полиці розподілені нерівномірно. Розміщення приводу всередині корпусу транспортної системи забезпечує її оптимальну компактність.

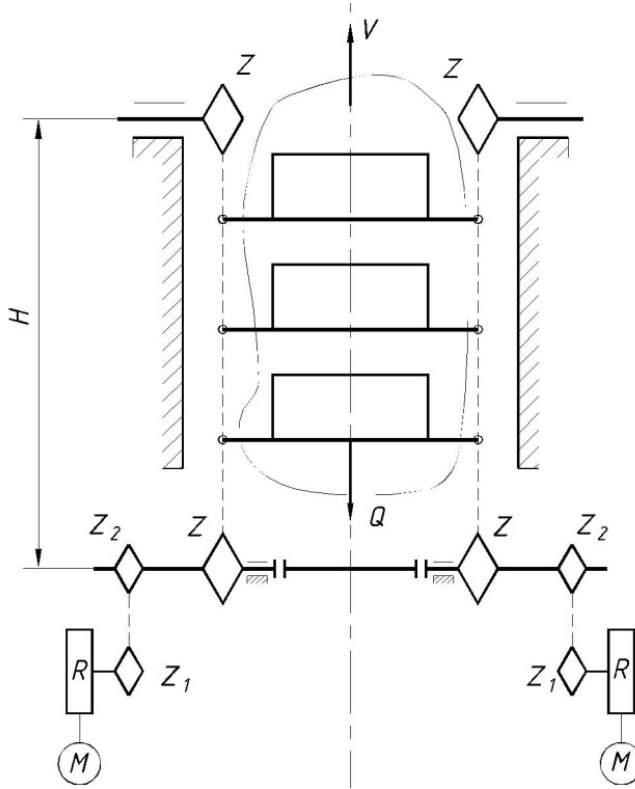


Рисунок 6 – Схема приводу системи вертикального складування

В подальшому використовуються числові параметри елементів приводу, прийняті як орієнтовні при проектуванні

Привід включає:

$M$  – електродвигун ( $P_M = 1,1$  кВт,  $n_M = 920$  об/хв.);

$R$  – черв'ячний редуктор ( $u_R = 33$ );

ланцюгова передача приводу ( $z_1 = 14$ ,  $z_2 = 39$ ,  $u_Z = 39/14 = 2,786$ );

ланцюговий привід вертикального переміщення полицок ( $z = 15$ ,  $d = 244$  мм):

Загальне передаточне відношення приводу

$$u = u_R \cdot u_Z = 33 \cdot 2,786 = 91,94;$$

Виходячи з орієнтовної швидкості переміщення полицок  $V_Z = 0,13$  м/с розрахункова частота обертання електродвигуна дорівнює

$$n_M = 60 \cdot V_Z u / (\pi \cdot d) = 60 \cdot 0,128 \cdot 91,94 / (\pi \cdot 0,244) = 922 \text{ об/хв.};$$

При заданій потужності електродвигунів приводу дисбалансова вантажність системи  $Q$  може бути визначена за формулою

$$Q = 2 \cdot P_M \eta / (g \cdot V_Z) = 2 \cdot 1,1 \cdot 0,9 / (9,8 \cdot 0,128) = 1,58 \text{ т};$$

Загальна вантажність системи може бути багатократно більшою і визначається з розрахунку міцності елементів приводу та інших критеріїв.

Найбільш навантаженим елементом ланцюгового приводу переміщення полиць є опора верхньої зірки ланцюга, яка сприймає вагу всіх вантажів та інерційні навантаження пуску-зупинки системи і має суттєві габаритні обмеження. На основі результатів розрахунку елементів опори розроблена її конструкція, яка представлена як твердотільна комп'ютерна модель (рис.7).

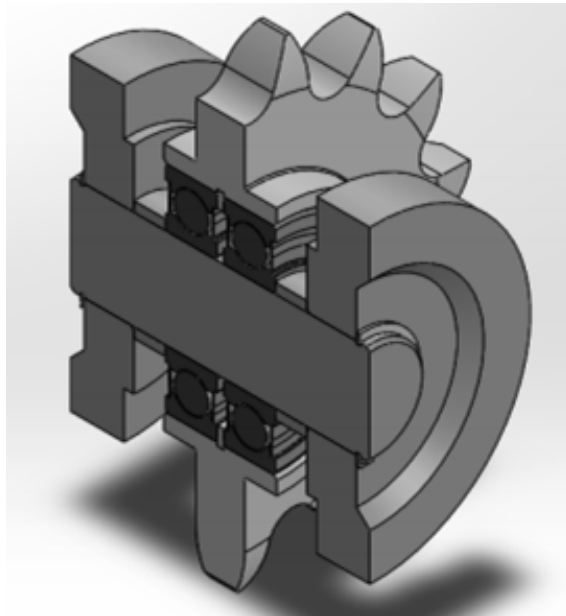


Рисунок 7– Конструкція опори верхньої зірки ланцюгового приводу

### **Висновки**

В роботі розглянута задача розрахунку параметрів транспортних систем вертикального складування для забезпечення горизонтального положення вантажних полиць в процесі їх руху. Запропонований аналітико–числовий метод для визначення координат центру кріплення полиці та напрямного ролика механізму її горизонтальної стабілізації. Розроблені комп'ютерні програми для визначення траєкторій руху центра кріплення полиці та траєкторії руху напрямного ролика відносно центру верхньої зірки ланцюгового приводу. Програми надають можливість наглядної покрокової візуалізації руху полиці відносно центру верхньої зірки, що дозволяє проводити оцінку певних обмежень геометричних параметрів конструкції при її проектуванні. Визначені кінематичні параметри точок кріплення полиць на криволінійних ділянках їх траєкторій руху, що дозволяє проводити оцінку додаткових інерційних навантажень елементів конструкції.

Обґрунтовано адекватність отриманих кінематичних параметрів за допомогою порівняння їх з окремими результатами, одержаними графічними і аналітичними методами.

Наведені результати розрахунку і вибору параметрів та елементів приводу конкретної системи вертикального складування та варіант конструкції найбільш навантаженого опорного вузла верхньої зірки ланцюгового приводу.

Перспективи подальших досліджень пов'язані з розв'язанням оптимізаційних задач вибору параметрів транспортної системи вертикального складування і врахуванням інерційних навантажень на елементи таких систем.

### Список використаних джерел

1. Smyk A. F., Vershkovoi I. V., Knyaz'kin Yu. B. Composite mechanization of lifting and transportation work // *Chemical and Petroleum Engineering*. – 1981. – Vol. 17, issue 7. – P. 331–333.
2. Arnold W. Experience with Modifications tg Paternoster-Type Lifts // *Elevator World*. – 1997. – Vol. 45. – P. 130–136.
3. Lampugnani V. M., Hartwig L. *Vertical Lift, Elevator, Paternoster: A Cultural History of Vertical Transport*. – Berlin: Ernst & Sohn, 1994. – 145 p.
4. Markon S. A., Kita H., Kise H., Bartz-Beielstein Th. *Control of Traffic Systems in Buildings*. – London: Springer, 2006. – 278 p.
5. Корендій В.М., Качур О.Ю. Кінематика механізму кріплення полиці елеваторного стелажа Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні. Вип. 51. 2017 С. 45-52.
6. Кіницький Я.Т. *Теорія механізмів і машин*. – К. Наук. думка. 2002.-660с.
7. Uicker J.J., Pennock G.R., Shigley J.E. *Theory of Machines and Mechanisms*. Oxford University Press. 2003. 744 p.
8. Пасіка В.Р., Гелетій В.М. Аналітичний метод у дослідженні важільних механізмів II класу: Навчальний посібник – Дрогобич: «Посвіт», 2019. – 142 с.
9. Dynamics and strength of mechanisms, machines, and structures under the conditions of complex loading. Part 2: collective monograph / V. R. Pasika, V. M. Heletiy, YA. M. Novitskiy, B. V. Solohub, Ya. Ya. Danylo. – Lviv: СПОЛІОМ, 2023 – 168 p. – Series «Dynamics and Strength of Mechanisms, Machines, and Structures».
10. <https://www.productivity.com/wp-content/uploads/2020/05/Hanel-Rotomat-Storage-Carousels-2018.pdf>.

---

**DETERMINATION OF KINEMATIC AND LOADING  
PARAMETERS OF TRANSPORT SYSTEMS OF VERTICAL  
STORAGE**

Heletiy V. M., Korendiy V. M., Pasika V. R.  
*Lviv Polytechnic National University*

**Extended abstract.** *Transport systems of vertical storage find their application as flexible automated systems of storage and supply of storage objects with effective use of the available storage facilities due to their compact design.*

*The work solves the problem of ensuring the horizontal position of the cargo shelves during their movement and calculating the parameters and selecting the drive elements of such systems during their design.*

*We proposed analytical-numerical method for determining the coordinates of the center of attachment of the shelf and those of the guide roller of the mechanism for its horizontal stabilization. Computer programs have been developed to determine the trajectories of the centre of the shelf attachment and the trajectory of the guide roller relative to the center of the upper star of the chain drive. The programs provide the possibility of visual step-by-step visualization of the movement of the shelf relative to the center of the upper star, which makes it possible to evaluate certain limitations of the geometric parameters of the structure during its design. The kinematic parameters (velocities and acceleration) of the attachment points of the shelves on the curvilinear sections of their trajectories are determined. This makes it possible to evaluate additional inertial loads of structural elements. The adequacy of the obtained kinematic parameters is substantiated by comparing them with individual results obtained by graphic and analytical methods.*

*The results of the calculation and selection of drive parameters as well as elements of a specific vertical storage system and the design variant of the most loaded support node of the upper star of the chain drive are given.*

**Key words:** *vertical storage systems, mechanism, motion trajectory, motion visualization, chain drive, support unit.*

УДК 621.86

DOI: 10.15276/pidtt.1.68.2023.03

Михайлов Є. П., Лінгур В. М., Антихович Д. С., Нирков М. О.

*Національний університет «Одеська політехніка»*

## ДОСЛІДЖЕННЯ АЛГОРИТМІВ І ЗАСОБІВ ПЕРЕМІЩЕННЯ ДЛЯ СКЛАДСЬКОЇ ТРАНСПОРТНОЇ СИСТЕМИ

***Анотація.** Проведений аналіз існуючих засобів переміщення складських транспортних засобів, які можна використовувати для розробки алгоритмів керування переміщенням робота на складі. Були визначені найпростіші транспортні засоби, які дозволяють здійснювати переміщення вантажу на стелажних складах. Розроблені алгоритми переміщення транспортного засобу, а також керування пристроями встановлення та зняття вантажу. Наведені залежності параметрів керування цих засобів, які потребуються для програмної реалізації цих алгоритмів. Результати роботи використовувались для створення стендів при проведенні лабораторних та практичних занять.*

***Ключові слова:** транспортний засіб, складська система, навантажувачі, алгоритми переміщення, система керування, виловний навантажувач.*

### **Вступ**

Переміщення матеріальних об'єктів в логістичному ланцюзі практично неможливо без їх концентрації на складах. Одним з елементів цього ланцюга є розміщення готової продукції на складі, тому велике значення має завдання оптимізації розташування об'єктів складської транспортної системи, що дозволяє мінімізувати витрати, зв'язані з транспортуванням продукції в задані точки [1].

Сучасні складські системи широко використовують автоматизовані та автоматично керовані транспортні засоби [2], тому представляє інтерес розробка таких засобів.

Широке використання в таких системах знайшли автоматизовані виловні навантажувачі, які дозволяють вирішувати задачі переміщення вантажу по складу та обслуговування стелажів (встановлення та зняття вантажу).

Автоматично керовані транспортні засоби забезпечують гнучкість складської транспортної системи та можливість переналадження шляху переміщення транспортного робота за рахунок зміни спеціалістом програми переміщення транспортними

засобами. Використання автоматично керованих транспортних засобів на розподільному складі може дозволити значно зменшити витрати на транспортування вантажу, підвищити ефективність транспортування та виключити людський фактор.

Для дослідження алгоритмів переміщення складських транспортних засобів були розроблені стенди навантажувачів з вилючними підйомниками, які використовувались також для дослідження мехатронних пристроїв логістичних систем [1].

## **1. Аналіз сучасних транспортних засобів переміщення вантажу в автоматизованих складах**

Підйомно-транспортні машини і механізми на складах забезпечують механізацію та автоматизацію основних складських операцій: підйому вантажу, переміщення, укладання в стелажі, штабелі та вилучення з них.

Автоматизовані склади являють собою дві самостійні частини: автоматизовані складські і транспортні підсистеми.

Автоматизована складська система призначена для прийому і зберігання вантажів та характеризуються типом конструкції стелажів і штабелювальні машин; об'ємом і розмірами складу; виконуваними функціями; типами і параметрами складської тари; розташуванням ділянок прийому і видачі вантажів по відношенню до зони зберігання, рівнем і технічними засобами автоматизації та інші. Вибір автоматизованої транспортної системи визначається типом автоматизованої складської системи, тому розглянемо основні типи цих систем.

У ряді випадків, наприклад, для харчових та тютюнових виробів, є можливість зберігати продукцію одного виду у вигляді досить великих пакунків – вантажних пакетів, встановлених на піддони (палети). У подальшому будемо розглядати саме такі товари.

Для переміщення вантажів, що встановлені на палети, можна використовувати так звані подвійні полози (Doppelkufensystem), які здійснюють синхронне переміщення (рис. 1) [3].



Рисунок - 1. Переміщення палет за допомогою подвійних полозів



Переміщення здійснюється за допомогою двох пар рульових коліс з незалежним керуванням швидкості обертання кожного колеса та керуванням куту повороту (рис. 2, а). Встановлення палети здійснюється шляхом підйому полозів завдяки обертанню коліс на місці, як це показано на рис. 2, б.

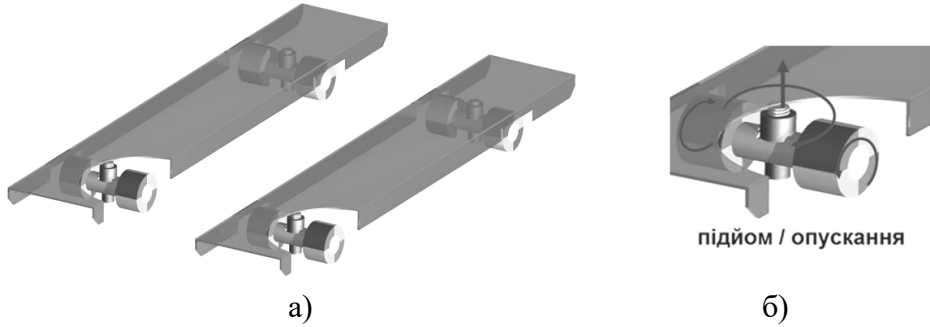


Рисунок - 2. Конструкція полозу (а) та принцип підйому/опускання (б)

Недоліком таких засобів переміщення є необхідність використання додаткових пристроїв для встановлення вантажу на стелаж.

Для зберігання такого вантажу найчастіше використовуються стелажні склади, а для його переміщення та встановлення на стелажі використовують навантажувачі та штабелери.

Оскільки механізми підйому вантажу залежать від типу стелажів, розглянемо основні типи стелажів, що використовуються для стелажних складів для зберігання штучних товарів.

Найбільш поширеними є склади з фронтальними, набивними (глибинними) та гравітаційними стелажми (рис. 3).

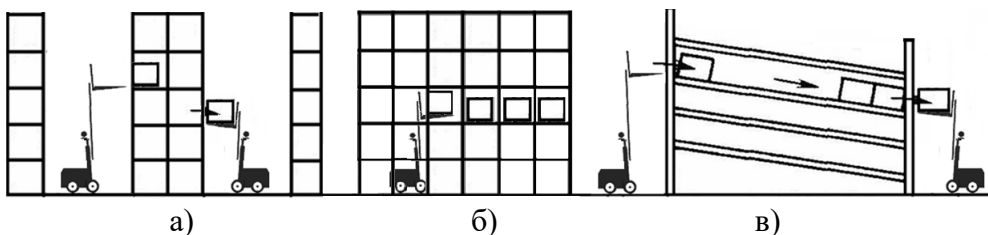


Рисунок - 3. Склади з фронтальними (а), набивними (глибинними) (б) та гравітаційними (в) стелажми

Для обслуговування таких складів використовують виличні навантажувачі, які будемо розглядати далі.

Для виличних навантажувачів найчастіше використовується транспортні засоби з приводом типу трицикл або з диференційним приводом, наведені на рис.4.

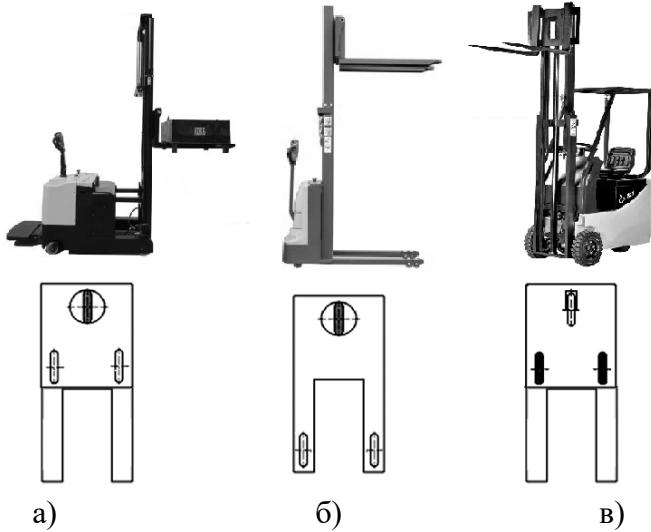


Рисунок - 4. Транспортні засоби з приводом типу трицикл (а, б) та диференційним приводом (в)

Транспортні засоби з приводом типу трицикл можуть мати опорні колеса безпосередньо на візку (рис. 4, а) або під вилючним навантажувачем (рис. 4, б).

## 2. Розробка засобів переміщення візка

Схеми розрахунку параметрів переміщення транспортних засобів з приводом типу трицикл або з диференційним приводом наведені на рис. 5 [4].

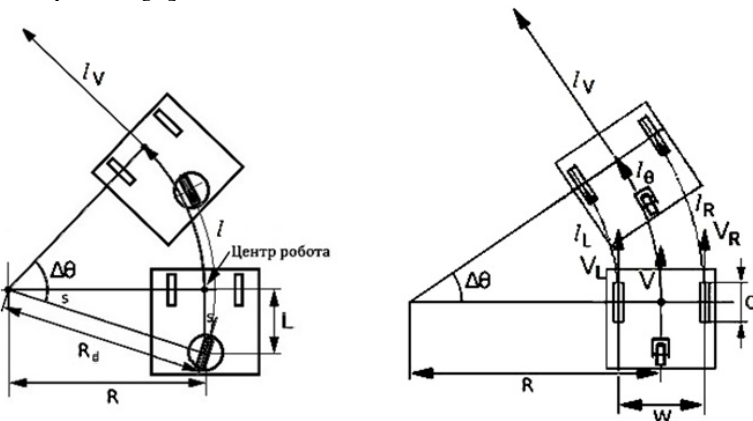


Рисунок – 5. Схема розрахунку параметрів переміщення транспортних засобів з приводом типу трицикл (а) та з диференційним приводом (б)

Для триколісного робота, як було показано в [4], радіус дузі повороту робота  $R$ , кут повороту робота  $\Delta\theta$ , кут повороту ведучого колеса відносно робота  $s$ , переміщення ведучого колеса  $l$  за час  $\Delta t$  при

швидкості переміщення  $V$  та відстань між ведучим та опорними колесами  $L$  пов'язані такими залежностями

$$R = \frac{L}{\tan s}, \quad \Delta\theta = \frac{V\Delta t \sin s}{L} = \frac{l \sin s}{L}.$$

Тому параметрами для програмування переміщення по дузі з радіусом  $R$  та кутом повороту робота  $\Delta\theta$  треба задати кут повороту у ведучого колеса  $s$  та переміщення ведучого колеса  $l$ :

$$s = \arctg \frac{L}{R}, \quad l = \frac{L \Delta\theta}{\sin s}.$$

Для диференційного привода радіус дузі повороту робота  $R$ , кут повороту робота  $\Delta\theta$ , швидкість переміщення робота  $V$ , швидкості переміщення лівого та правого коліс  $V_L$ ,  $V_R$ , переміщення лівого та правого коліс  $l_L$ ,  $l_R$  та відстань між колесами  $W$  пов'язані такими залежностями

$$R = \frac{W(V_R + V_L)}{2(V_R - V_L)}, \quad \Delta\theta = \frac{(V_R - V_L)\Delta t}{W}.$$

Визначимо параметри, що потрібні для програмування переміщення робота з диференційним приводом.

Шлях, який пройде ліве колесо по дузі з радіусом  $R$  та кутом повороту робота  $\Delta\theta$  дорівнює

$$l_L = (R - W/2) \Delta\theta.$$

Шлях, який пройде праве колесо по дузі з радіусом  $R$  та кутом повороту робота  $\Delta\theta$  дорівнює

$$l_R = (R + W/2) \Delta\theta.$$

Переміщення по прямій здійснюється, коли колеса переміщуються з однаковою швидкістю, тому відстань, що пройде робот за час  $\Delta t$  при швидкості переміщення  $V$ , для обох видів приводів визначається залежністю

$$l_V = V\Delta t.$$

Для розрахунку потужності двигунів будемо використовувати метод, що дозволяє визначити параметри двигуна та редуктора виходячи з максимального прискорення транспортного засобу при пересуванні (рис. 6).

Рівняння балансу потужності можна представити як:

$$P_K = F_k \cdot v = m (g (k_f \cdot \cos \alpha + \sin \alpha) + a) \cdot v = m (9,81 (0,014 \cdot \cos \alpha + \sin \alpha) + v^2 / (2 \cdot l_{\text{розг}})) v,$$

де:  $P_K$  – сумарна тягова потужність, що підводиться до ведучих коліс, Вт;

$m$  – маса транспортного засобу, кг;

$g = 9,81 \text{ м/с}^2$  – прискорення вільного падіння;

$k_f$  – коефіцієнт опору коченню (для асфальтобетонного або цементобетонного покриття у відмінному стані  $k_f = 0,014$ );

$\alpha$  – кут ухилу дорожнього полотна, градуси;

$v$  – швидкість переміщення транспортного засобу;  
 $a$  – прискорення транспортного засобу,  $\text{м/с}^2$ .

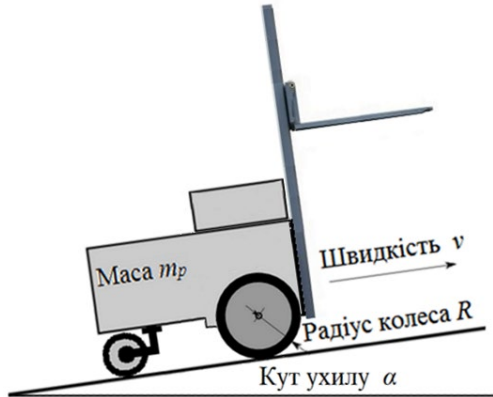


Рисунок – 6. Вихідні дані для розрахунку потужності двигунів

Якщо число приводних коліс однакової потужності  $n$ , то з урахуванням ККД трансмісії  $\eta_{\text{тр}}$  (прийmemo  $\eta_{\text{тр}} = 0,85$ ) отримаємо для потужності електродвигуна:

$$P_{\text{дв}} = P_K / (n \cdot \eta_{\text{тр}}).$$

Крутний момент та потужність двигуна пов'язані такою залежністю

$$M_K = P_K \eta_{\text{дв}} / \omega_{\text{дв}} = P_K \eta_{\text{дв}} / (2 \pi f_{\text{дв}}),$$

де:  $f_{\text{дв}}$  – частота обертання двигуна, Гц,  
 $\eta_{\text{дв}}$  – коефіцієнт корисної дії двигуна.

Для розрахунку необхідної для руху частоти обертання двигуна без редуктора скористаємося формулою:

$$v = 2 \cdot \pi \cdot r \cdot f_{\text{дв}},$$

де:  $v$  – швидкість транспортного засобу,  $\text{м/с}$ ;  
 $r$  – радіус ведучого колеса,  $\text{м}$ .

Якщо номінальна частота обертання двигуна може забезпечити значно більшу швидкість переміщення, ніж потребується, доцільно використати редуктори, які дозволяють зменшити швидкість переміщення та відповідно зменшити потужність двигуна, що важливо для автономних транспортних засобів, живлення яких здійснюється за допомогою акумуляторів.

Для розрахунку необхідної для руху частоти обертання двигуна з урахуванням передавального числа редуктора  $u_p$  маємо:

$$v = (2 \cdot \pi \cdot r \cdot f) / u_p,$$

Звідси отримуємо формулу обчислення частоти обертання валу двигуна:

$$f_{\text{дв}} = (v \cdot u_p) / (2 \cdot \pi \cdot r),$$

а передавальне число редуктора електродвигуна буде визначатися як:

$$u_p = 2 \cdot \pi \cdot r \cdot f_{\text{дв}} / v.$$

### 3. Розробка засобів встановлення та зняття вантажу

Розглянемо засоби встановлення та зняття вантажу, які встановлюються на автоматичних навантажувачах [6].

Сучасні навантажувачі найчастіше використовують ланцюгові та телескопічні підйомники.

На рис. 7 наведений виловний навантажувач з ланцюговим підйомником.

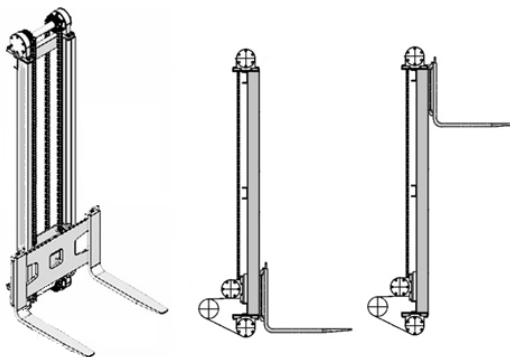


Рисунок - 7. Виловний навантажувач з ланцюговим підйомником

На рис. 8 наведений приклад використання вилового навантажувача з телескопічним підйомником.

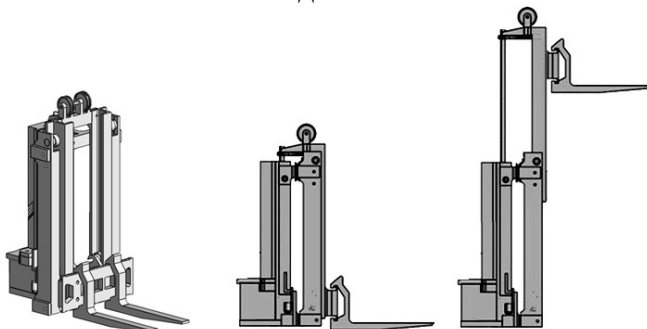


Рисунок - 8. Виловний навантажувач з телескопічним підйомником

На рис. 9 наведені стенди навантажувачів, які були розроблені та зроблені у студентських гуртках.

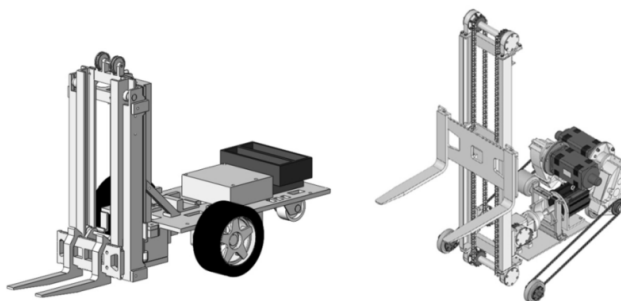


Рисунок - 9. Стенди навантажувачів

На рис. 10 наведена схема підключення виконавчих та інформаційних пристроїв до контролера Arduino,

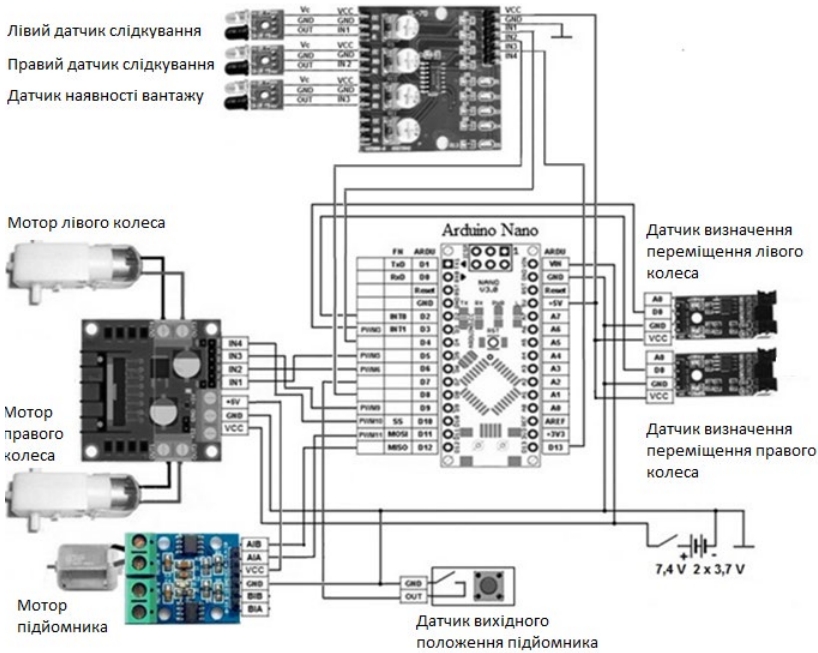


Рисунок - 10. Схема підключення виконавчих та інформаційних пристроїв до контролера

Наведені датчики та виконавчі пристрої входять до складу апаратно-програмного комплексу Arduino [7].

#### 4. Розробка алгоритму керування вилочним навантажувачем

Розглянемо алгоритм переміщення вантажу з однієї комірки до іншої.

Послідовність переміщень для зняття, переміщення та встановлення вантажу наведена на рис. 11.

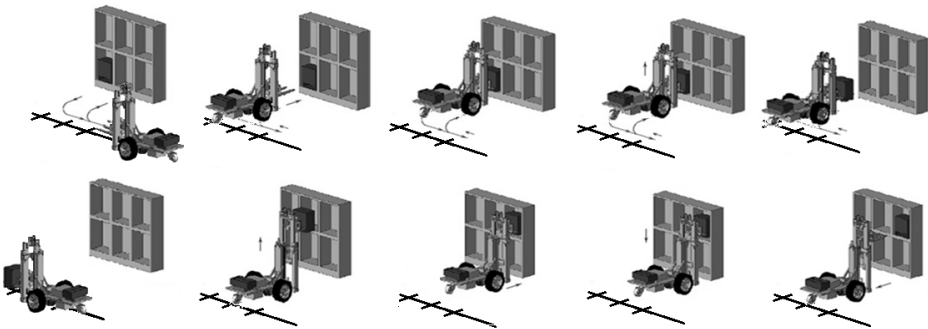


Рисунок - 11. Послідовність переміщень вантажу

Вантаж знаходиться у правій нижній комірці стелажу. Навантажувач знаходиться в стороні від стелажа, перпендикулярно відносно напрямлення переміщення до комірки на лінії вказівника (позиції напроти комірок відзначені позначкою).

За допомогою оптичних датчиків слідкування та вказівника маршруту здійснюється переміщення вилючного навантажувача до позиції зняття вантажу шляхом підрахунку кількості позначек.

Поворот навантажувача на  $90^\circ$ , переміщення до комірки з вантажем та зняття вантажу з комірки стелажу виконується за допомогою імпульсних датчиків визначення лінійного переміщення механізмів переміщення візка та підйому вилючного захвату.

Після цього здійснюється повернення на вказівник маршруту та переміщення до позиції встановлення вантажу аналогічно попередньому переміщенню.

Потім вантаж встановлюється в комірку так, як було здійснено зняття вантажу.

Після переміщення вантажу навантажувач переміщується у вихідне положення.

На рис. 12 наведена блок схема алгоритму, який здійснює вказану послідовність переміщень.

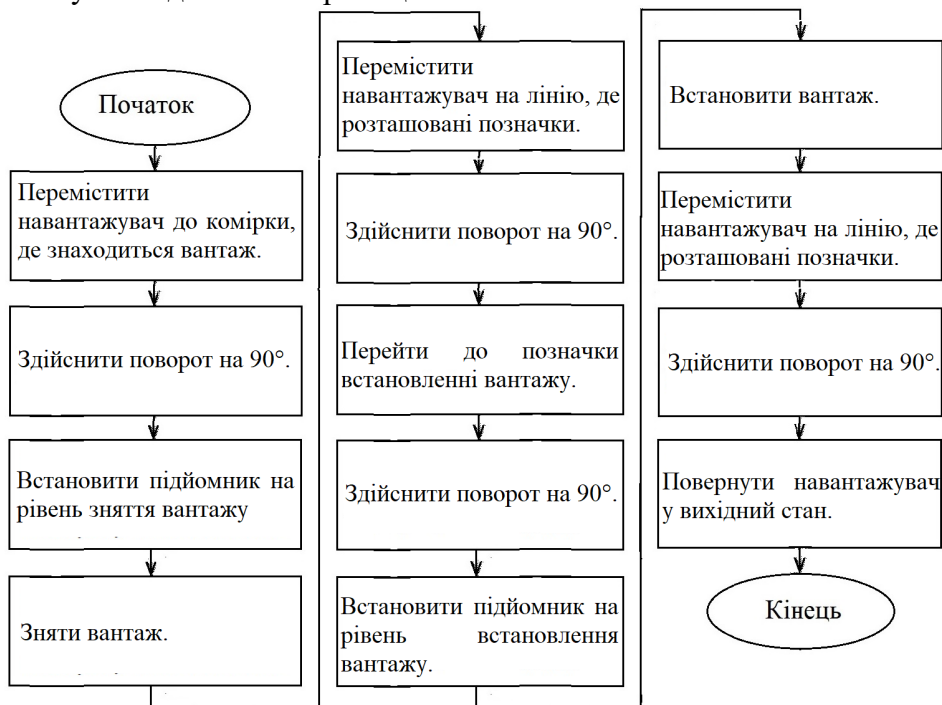


Рисунок - 12. Блок схема алгоритму, який здійснює послідовність переміщень

Для переміщення з використанням засобів визначення відстані руху використовується кусочно-ломана апроксимація маршруту для

чогго здійснюється рух по прямій та поворот на місці на визначений кут, який у даному прикладі складає  $90^\circ$

### **Висновки**

В результаті проведеного аналізу існуючих засобів переміщення складських транспортних засобів, які можна використовувати для розробки алгоритмів керування переміщенням робота на складі, були визначені найпростіші транспортні засоби, які дозволяють здійснювати переміщення вантажу на стелажних складах.

Розглянуті засоби переміщення складських транспортних засобів та механізмів зняття та встановлення вантажу.

Наведені залежності параметрів керування цих засобів, які потребуються для програмної реалізації цих алгоритмів.

Розроблені алгоритми переміщення транспортного засобу, а також керування пристроями встановлення та зняття вантажу.

Результати роботи використовувались для створення стендів при проведенні лабораторних та практичних занять.

### **Список використаних джерел**

1. Михайлов Е. П., Кнюх О.Б., Козеровська В. О. Стенд для дослідження мехатронних пристроїв логістичних систем. Подъемно-транспортная техника, 2019. №2 (61), с.60-74.

2. Інтернет ресурс. Automated guided vehicle. URL: [https://en.wikipedia.org/w/index.php?title=Automated\\_guided\\_vehicle&oldid=1087463869](https://en.wikipedia.org/w/index.php?title=Automated_guided_vehicle&oldid=1087463869) (дата звернення 09.06.2022).

3. Інтернет ресурс. Neues Doppelkufensystem: kompakt, flexibel, kostengünstig / URL: <https://www.uni-stuttgart.de/universitaet/aktuelles/meldungen/Neues-Doppelkufensystem-kompakt-flexibel-kostenguenstig/> (дата звернення 17.06.2022).

4. Навчальний посібник з дисципліни "Мобільні роботи" для студентів за фахом 131 - Прикладна механіка - спеціалізація-Мехатроніка та промислові роботи / Укладач: Михайлов Є. П. Одеса: ОНПУ. – 239 с.

5. Мартыненко Ю. Г. Управление движением мобильных колёсных роботов. / Мартыненко Ю. Г. // Фундаментальная и прикладная математика, – 2005. – том 11. – № 8. – с. 29—80.

6. Турченко М.О., Кірічок О.Г., Швець М.Д., Кристопчук М.Є. Проектування транспортно-складських комплексів: Навчальний посібник. – Рівне: НУВГП, 2014. – 190 с.

7. Rocla. Maximizing your logistic performance. Rocla-agv-2019. URL: <https://www.rocla-agv.com/sites/default/files/sample-files/rocla-agv-2019.pdf>



8. Siegwart R. Nourbakhsh I. R. Introduction to Autonomous Mobile Robots. A Bradford Book The MIT Press Cambridge, Massachusetts London, England © 2004 Massachusetts Institute of Technology p. 336.

9. Проць Я.І., Автоматизація виробничих процесів. Навчальний посібник для технічних спеціальностей вищих навчальних закладів./ Я.І. Проць, В.Б. Савків, О.К. Шкодзінський, О.Л. Ляшук – Тернопіль: ТНТУ ім. І.Пулюя, 2011. – 344с.

10. Blum J. Exploring Arduino: Tools and Techniques for Engineering Wizardry John Wiley & Sons, Inc., 2013. — 385 с. — ISBN: 978-1-118-54936-0.

## RESEARCH OF ALGORITHMS AND MEANS OF MOVEMENT FOR WAREHOUSE TRANSPORT SYSTEM

Ye. Mykhaylov, V. Lingur, D. Antykhovych, M. Nyrkov  
*Odessa Polytechnic National University*

**Abstract.** *The analysis of existing means of movement of warehouse vehicles which can be used for development of algorithms of management of movement of work in a warehouse is carried out. The simplest vehicles have been identified that allow the movement of goods in racks. Algorithms for vehicle movement, as well as control of devices for installation and removal of cargo have been developed. The dependences of the control parameters of these tools required for the software implementation of these algorithms are given. The results of the work were used to create stands for laboratory and practical classes.*

**Keywords:** *vehicle, warehouse system, loaders, movement algorithms, control system, forklift.*

УДК 62-83.621.01

DOI: 10.15276/pidtt.1.68.2023.04

Мельнікова Л. В., Шестака А. І., Бойко А. О.

Національний університет «Одеська політехніка»

## ПИТАННЯ МОДЕРНІЗАЦІЇ ЕЛЕКТРОПРИВОДА МЕХАНІЗМУ ПОВОРОТУ ПОРТАЛЬНОГО КРАНА

***Анотація.** Було проведено аналіз роботи механізму повороту порталного крана з метою з'ясування причин відмов при існуючій схемі управління після модернізації. Виявлено, що хоч і швидкість обертання електродвигунів механізму повороту однакова, але моменти на валах двигунів різні. Були розглянуті можливі причини цього явища, та способи їх усунення. Запропоновано варіант модернізації схеми електроприводу з урахуванням недоліків попередньої, яка ускладнювала роботу крана. Запропоновано технічне рішення вирівнювання навантажень в приводах двигунів механізму повороту крана. Перевірено правильність запропонованого технічного рішення за допомогою моделювання перехідних процесів в електроприводі механізму повороту.*

***Ключові слова:** електропривід, механізм повороту, навантаження, багатодвигунний привід.*

У теперішній час порталні крани залишаються основним обладнанням причалів універсального призначення. За допомогою порталних кранів перевантажується майже половина усіх вантажів портів. Ринок вантажоперевезень сьогодні характеризується динамічним зростанням. При великих обсягах вантажно-розвантажувальних робіт велике значення набувають надійність і безвідмовність роботи підйомно-транспортної техніки. Високі вимоги висуваються як до металоконструкції крана, так і до його електроприводу і систем управління. Одним з напрямків цієї діяльності є модернізація існуючого електрообладнання з метою забезпечення ефективності проведення вантажно-розвантажувальних робіт в портах [2].

**Постановка завдання.** В порту Ізмаїл, була проведена модернізація крану «Сокол», якій мав контакторну апаратуру керування, а електроприводи механізмів були виконані на основі асинхронних електродвигунів з фазним ротором. Шляхом заміни релейно-контакторного керування на частотне керування, була проведена модернізація електроприводів механізмів повороту, механізму зміни вильоту стріли та механізму пересування порталу

крана [1]. Для механізму вильоту стріли та механізму повороту були застосовані схеми: один перетворювач частоти на два електродвигуна.

Після запуску крана в роботу були надані високі оцінки проведеної модернізації. Деякий час модернізовані механізми працювали без нарікань. Механізм зміни вильоту стріли та механізм пересування портала з моменту модернізації працюють дотепер. Але при подальшій експлуатації крана у механізму повороту стали відбуватися відключення перетворювача частоти, і чим дедалі тим частіше. Були зроблені спроби пере налаштування частотного перетворювача, але марно. Відмови виникали все частіше кранівники нервувалися, робота механізму повороту іноді не випівдала командам операторів, що могло привести до жахливих наслідків. Намагання модернізувати таким чином електропривод повороту зазнали невдач, тому ця проблема потребує свого дослідження, яке і було зроблено в цієї роботі.

**Матеріали дослідження.** Динамічні навантаження для механізмів горизонтального переміщення мають переважну роль, бо їх двигун працює значну долю циклу у перехідних режимах, особливо це відноситься до механізмів повороту, характерними відносно великими моментами інерції працюючого органу – поворотної колони[3].

Для аналізу динамічних навантажень взагалі зручно розглянути типову розрахункову схему двомасової механічної частини кранових механізмів (рис.1), де всі величини зведені до обертального руху валу двигуна [1].

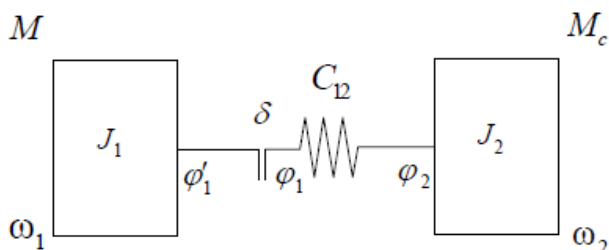


Рисунок 1 – Розрахункова схема двомасової механічної частини механізму повороту

Тут узагальненими координатами вважаються кути повороту мас з моментом інерції  $J_1$  (ротор двигуна) –  $\varphi'1$  та  $J_2$  (поворотна колона) –  $\varphi_2$ , їх похідні – кутові швидкості  $\omega_1$  та  $\omega_2$ ;  $C_{12}$  – коефіцієнт жорсткості передачі вал-шестерні механізму повороту. До зовнішніх впливів відносяться момент, що розвиває двигун,  $M$  та момент статичного навантаження  $M_c$ . Крім того, показаний еквівалентний зазор у зубчастих передачах механізму повороту  $\delta$ , саме тому кут повороту валу двигуна  $\varphi'1$  не рівний куту  $\varphi_1$  – куту повороту тихохідного валу редуктора. Для механізмів з великими моментами інерції робочого органу  $J_2$  дуже важливо дослідити явища, що проявляються при

наявності зазору. Це має велике значення для режимів пуску, гальмування та реверсу таких механізмів.

Розглянемо структурну схему електромеханічної системи кранового механізму [1]. На ній (рис.2) показаний перетворювач П, що живить асинхронний двигун. Такий перетворювач може бути чи напруги - ПН або частоти і напруги – ПЧ. Перетворювач вважаємо пропорційною ланкою з коефіцієнтом  $K_p$ , а асинхронний двигун АД представлений трьома ланками: електромеханічний перетворювач з передаточною функцією  $H_M(p)$ , вихідною величиною якого є момент короткого замикання, механічною частиною  $(1/J_1 p)$  та внутрішнім зворотнім зв'язком по швидкості  $H_\omega(p)$ . Для асинхронних двигунів внутрішній зворотній зв'язок по швидкості  $\omega_1$  характеризує залежність моменту від швидкості,

$$H_\omega(p) = \beta,$$

де  $\beta$  – модуль жорсткості механічної характеристики. Якщо механічну характеристику на робочій ділянці можна вважати лінійною, то  $\beta = const$ . Однак коефіцієнт, що зв'язує момент з напругою (з частотою і напругою), у будь якому разі непостійний, тобто ланка з передаточною функцією  $H_M(p)$  – нелінійна. Тому  $H_M(p) = K_M = const$  та диференціальне рівняння, що описує асинхронний двигун, може бути лінійним, якщо всі величини записані приростах ( $\Delta U$ ,  $\Delta M$  і т.д.); тоді коефіцієнт посилення ланки  $K_M$  не залишається постійним тільки при переході до другої точки розкладання. Крім того,  $K_M = const$  також при регулюванні електроприводом ПЧ-АД швидкості двигуна вище основної, коли змінюється тільки частота при постійній напрузі. Тоді момент пропорційний частоті.

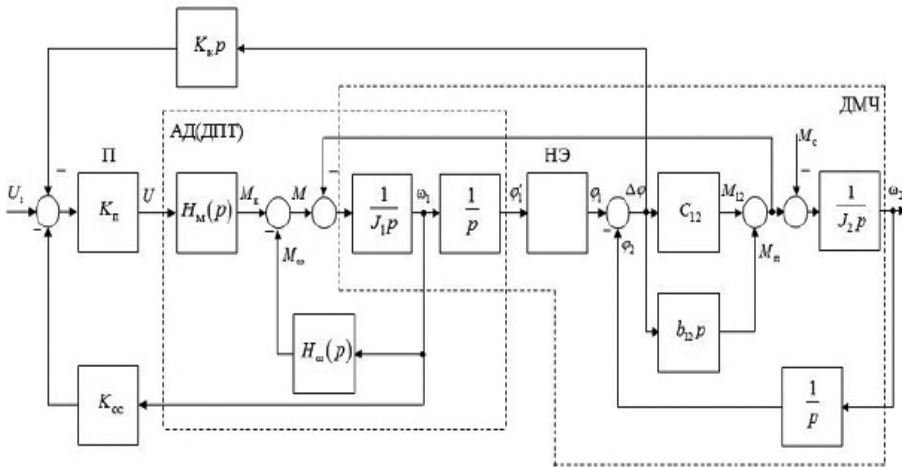


Рисунок 2 – Еквівалентна структурна схема електромеханічної системи з асинхронним двигуном

Також у схемі на рис. 2 введений від'ємний зворотній зв'язок по швидкості двигуна, при чому датчик швидкості вважаємо пропорційною ланкою з коефіцієнтом  $K_{oc}$ . Цей зворотній зв'язок використовується в електроприводі ПН-АД, коли необхідно регулювати швидкість двигуна навіть у невеликому діапазоні. Коригувальний зворотній зв'язок з коефіцієнтом  $K_k$  можливо використовувати для поліпшення якості перехідних процесів електромеханічної системи[3]. .

На цій же структурі реалізована двохмасова механічна частина - ДМЧ з люфтом (зазором), як це показано на розрахунковій схемі рис.1. Люфт представлений на схемі нелінійним елементом НЕ, характеристика якого наведена на рис.3,а, а залежність моменту пружної деформації від різниці кутів – на рис.3,б.

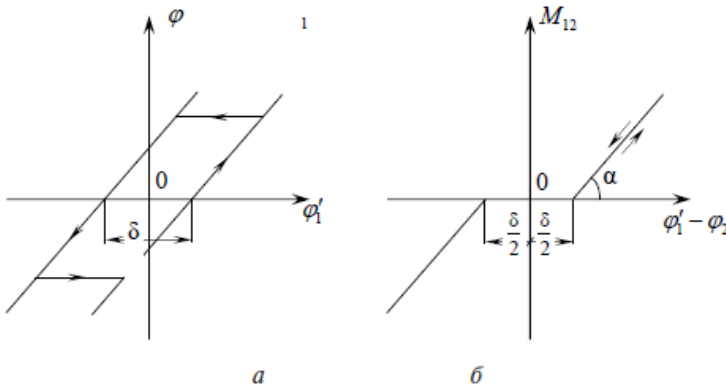


Рисунок 3 – Нелінійні залежності: характеристика зазору (а), залежність моменту пружної деформації при наявності зазору (б).

На першому етапі (під час вибору зазору  $t_1$ ) відбувається пуск двигуна на холостому ході, коли механічний зв'язок між двигуном та робочим органом відсутній, та під дією моменту двигуна  $M_1$  на цьому етапі відбувається розгін його ротора (першої маси з моментом інерції  $J_1$ ). Вважаємо, що рух другої маси може початися лише тоді, коли вибрана половина зазору  $\delta/2$  (в одну або іншу сторону), тому коли  $|\varphi'_1 - \varphi_2| < \delta/2$ , у системі присутній зазор, і момент, що навантажує піддатливу кінематичну ланку відсутній. Та якщо  $|\varphi'_1 - \varphi_2| > \delta/2$ , коли повітряний зазор вибраний ( $\varphi'_1 = \delta/2$ ), починає змінюватися кут  $\varphi_1$  (рис. 3, а), кінетична енергія  $J_1(\omega_z^2/2)$ , яка запасена у першій масі, що обертається, намагається розігнати робочий орган – другу масу з моментом інерції  $J_2$  – та одночасно деформує пружний зв'язок. Таким чином, саме на цьому етапі тривалістю  $t_2$  в пружних ланках кінематичної передачі виникає динамічне навантаження – пружний

момент  $M_{12} = c_{12}(\varphi_1 - \varphi_2)$  та момент втрат  $M_n = b_{12}(\omega_2 - \omega_1)$ . В останньому виразі  $b_{12}$  – коефіцієнт в'язкого тертя.

Початкові рівняння двомасової механічної частини для другого етапу, після вибору зазору

$$M = J_1 \frac{d\omega_1}{dt} + C_{12}(\varphi_1 - \varphi_2) + b_{12}(\omega_1 - \omega_2) \quad (1)$$

$$C_{12}(\varphi_1 - \varphi_2) + b_{12}(\omega_1 - \omega_2) = J_2 \frac{d\omega_2}{dt} + M_C \quad (2)$$

Перетворення структурної схеми рис. 2 з урахуванням рівнянь (1) та (2) дозволяє отримати передаточні функції по завданню  $U$ , та протидії  $M_C$ , а також рівняння відносно вихідних змінних: моменту пружності  $M_{12}$ , швидкостей  $\omega_1$  і  $\omega_2$ .

Так наприклад, рівняння для моменту пружної деформації (рахуючи  $K_{oc} = 0$ )

$$T_M(T^2)p^3 + [T_M(T_\Delta) + T_2^2(1 + K_0K_k)]p^2 + (T_M + T_\Delta)p + 1 \} M_{12} = K_0J_2pU_3 + (T_{M1}p + 1)M_C \quad (3)$$

те саме – для швидкості другої маси

$$T_M(T^2)p^3 + [T_M(T_\Delta) + T_2^2(1 + K_0K_k)]p^2 + (T_M + T_\Delta)p + 1 \} \omega_2 = K_0(T_\Delta p + 1)U_3 - \frac{1}{\beta} \left[ (T_1^2)p^2 + \left( T_\Delta + \frac{T_1^2}{T_{M1}}(1 + K_0K_k) \right) p + 1 \right] M_C \quad (4)$$

У цих рівняннях:  $K_0 = K_n * K_M * \frac{1}{\beta}$  – коефіцієнт передачі перетворювача та двигуна;

а постійні часу

$$T = \frac{1}{\Omega}, T_1 = \frac{1}{\Omega_1} = \sqrt{\frac{J_1}{C_{12}}} \text{ и } T_2 = \frac{1}{\Omega_2} = \sqrt{\frac{J_2}{C_{12}}}$$

зворотні відповідним частотам – власним частотам коливань двомасової  $\Omega$  та одномасових механічних частин  $\Omega_1$  (якщо  $J_2 = \infty$ ) або  $\Omega_2$  (якщо  $J_1 = \infty$ ) відповідно.

При цьому

$$\Omega = \sqrt{\frac{C_{12}(J_1 + J_2)}{J_1J_2}} \quad (5)$$

Електромеханічна постійна часу одно масової електромеханічної системи, якщо  $C_{12} = \infty$

$$T_M = T_{M1} + T_{M2} = \frac{J_1 + J_2}{\beta}$$

Електромеханічні постійні часу одно масової електромеханічної систем, коли вважаємо

$$C_{12} = 0, \quad b_{12} = 0;$$

$$T_{m1} = \frac{J_1}{\beta}, \quad T_{m2} = \frac{J_2}{\beta}$$

Постійна часу в'язкого тертя

$$T_{\Delta} = \frac{b_{12}}{C_{12}}$$

При розв'язанні системи рівнянь двомасової механічної частини (1) та (2), бажано врахувати, що не всі початкові умови для другого етапу нульові.

Так, при  $t = 0$  відлік часу для другого етапу починається з нуля

$$M_{12} = 0, \quad \frac{dM_{12}}{dt} = c_{12}\omega_z, \quad \omega_1 = \omega_z, \quad \omega_2 = 0$$

де в загальному випадку  $\omega_z = \omega_1 - \omega_2$  на момент закінчення вибору зазору, тобто це початкова різниця швидкостей для другого етапу, коли обидві маси з моментами інерції  $J_1$  та  $J_2$  починають синхронний рух (на другому етапі – коли починає рух друга маса) [3].

Розв'язання цієї системи рівнянь при таких умовах та після зневажання в'язкого тертя ( $b_{12} = 0$ )

$$M_{12} = M_{12cp} (1 - \cos \Omega t) + C_{12} \frac{\omega_z}{\Omega} \sin \Omega t \quad (6)$$

Вже вочевидь, що у розглянутих двомасових механічних частин електромеханічної системи момент пружної деформації  $M_{12}$ , швидкостей  $\omega_1$  та  $\omega_2$  змінюються за гармонічним законом.

При цьому дуже важливою величиною є максимальне значення моменту  $M_{12}$ , яке може значно перевищувати середній  $M_{12cp}$  отже – приводити до вагомих, нехай короткочасним, перенавантаженням у кінематичних передавальних пристроях.

Для оцінки такого перенавантаження вводиться поняття коефіцієнта динамічності, що характеризує максимальне короткочасне навантаження кінематичних ланок,

$$K_d = \frac{M_{12max}}{M_{12cp}} \quad (7)$$

при чому зазвичай  $M_{12cp}$  є правою частиною спрощеного диференційного рівняння, отриманого з (1) та (2), в яких  $b_{12} = 0$ ,

$$T^2 \frac{d^2 M_{12}}{dt^2} + M_{12} = M_{12cp}$$

та розраховується за формулою  $M_{12cp} = \varepsilon_{cp} * J_2 + M_C$ , тобто у квазівстановленому режимі розгону, коли перехідні складові вже стихлі, цей момент, що передається через абсолютно жорстку кінематичну передачу, дорівнює сумі статичного  $M_C$  та динамічного моментів, необхідного для зміни швидкості тільки другої маси ( $J_2$ ), а середнє прискорення

$$\varepsilon_{cp} = \frac{M - M_C}{J_1 + J_2}$$

прискорення абсолютно жорсткої системи.

Максимальне значення моменту, що настає у деякий момент часу  $t_m$ , визначається з (6)

$$M_{12max} = M_{12cp} + \sqrt{M_{12cp}^2 + \frac{c_{12}^2 \omega_z^2}{\Omega^2}} \quad (8)$$

а коефіцієнт динамічності з останнього

$$K_d = \frac{M_{12max}}{M_{12cp}} = 1 + \sqrt{1 + \frac{c_{12}^2 \omega_z^2}{\Omega^2 M_{12cp}^2}} \quad (9)$$

При цьому вочевидь, що при виборі зазорів у режимі пуску  $K_d > 2$ , а ступінь перенавантажування визначається жорсткістю пружних ланок  $c_{12}$  та різницею швидкостей  $\omega_z$  у той момент часу, коли зазор виявляється вибраним. Остання величина залежить від значення моменту двигуна  $M_1$ , якщо він постійний, або від характеру його змінення на першому етапі, коли  $t < t_1$ .

Якщо вважати момент постійним, тобто  $M_1 = const$ , маємо зручну формулу для аналізу та розрахунку коефіцієнта динамічності при пуску

$$K_d = 1 + \sqrt{1 + \frac{2\delta c_{12} J_2}{J_1 + J_2} \frac{M_1}{M_{12cp}^2}} \quad (10)$$

із якої виходить, що для зниження динамічних навантажень необхідно, за можливістю, зменшувати жорсткість  $c_{12}$ , значення зазору в передачах  $\delta$  та, головне, момент двигуна  $M_1$  на етапі вибору зазору. Якщо допустимо вважати  $M_C = 0$ , а  $J_2 \gg J_1$ , що справедливо для деяких механізмів повороту, то останній вираз спрощується.

Тоді вважаючи  $J_2 + J_1 = J_2$ , а  $M_{12cp} = M$ , де  $M$  – момент двигуна на основному етапі розгону або гальмування після вибору зазору, можливо приблизно визначити коефіцієнт динамічності:

$$K_d = 1 + \sqrt{1 + 2\delta c_{12} \frac{M_1}{M^2}} \quad (11)$$



Для забезпечення допустимого коефіцієнта  $K_{\text{дм}}$  визначимо із (10) можливе постійне значення моменту двигуна на першому етапі, до вибору зазорів:

$$M_1 = \frac{K_{\text{дм}} (K_{\text{дм}} - 2)(J_1 + J_2)}{2\delta c_{12} J_2} M_{12\text{ср}}^2 \quad (12)$$

Аналогічний більш простіший вираз отримати із (11):

$$M_1 = \frac{K_{\text{дм}} (K_{\text{дм}} - 2)}{2\delta c_{12}} M^2 \quad (13)$$

Вважається допустимим для більшості кранових механізмів значення  $K_{\text{дм}} = 2,3 - 2,5$ .

Таким чином, у цих механізмів можуть виникати великі перенавантаження у передаточних кінематичних ланках під час вибору зазору у зубчастих передачах (редукторах, в парі зубчастий вінець-шестерня).

Щоб уникнути цього, у всіх магнітних контролерах існує так званий ступінь попередження, коли двигун розвиває невеликий момент  $M_1$  за (12), достатній лише для розгону самого двигуна. Тоді під час вибору зазору двигун не встигає розігнатися до великої швидкості, в момент зіткнення обох мас різниця швидкостей  $\omega_z$ , від якої залежить сила динамічного удару, виявляється невеликою. Саме тому сучасні кранові електроприводи пропонують механічну характеристику 3, показану на рис. 4, на якій двигун, працюючи на холостому ході, не зможе розвинути швидкість, вище 10-15 % номінальної [1].

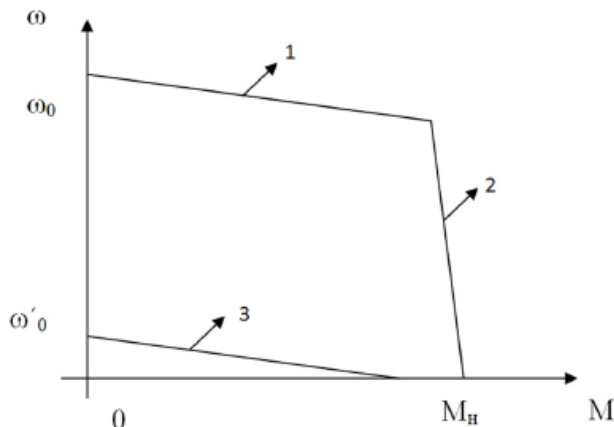


Рисунок 4 – Механічні характеристики електропривода механізму повороту

Після вибору зазору двигун повинен розвивати вже необхідний момент  $M$  у відповідності з (1) для забезпечення можливо більшого прискорення, необхідного для скорочення часу перехідного процесу. Цей момент слід за тими ж міркуваннями підтримувати за можливістю

постійним у процесах всього розгону та гальмування. Він забезпечується характеристикою 2 на рис. 4, що уявляє собою частину екскаваторної механічної характеристики; її жорстка частина 1, на якій двигун працює у встановленому режимі, це природна характеристика. Однак цей момент і прискорення у перехідних режимах не можуть бути і надмірно великими, зазвичай вони обмежуються не тільки і не стільки особливостями двигуна, скільки деякими технологічними міркуваннями.

Такими факторами являються значні механічні перенавантажування металоконструкцій та ланок механізму в наслідок надмірних прискорень та власних пружних коливань електромеханічної системи, особливо коли не можна не враховувати наяву зазорів в передачах. Таким також фактором є розгойдування підвищеного вантажу при інтенсивному розгоні та різкому гальмуванні механізмів[1].

Для аналізу роботи механізму повороту, розглянемо кінематичну схему механізму повороту на рис.5. Два двигуни D1 і D2, що жорстко закріплені на колоні крана, обертаючись в одному напрямку зі швидкістю  $\omega_{дв}$  через зубчастий вінець приводять у рух поворотну колону крана, а разом із нею – стрілу, вантажний пристрій та вантаж.

Швидкість  $\omega_{пк}$  поворотної колони визначається передаточним числом пари «зубчастий вінець – шестерня» редуктора механізму повороту. Очевидно, що двигуни D1 і D2 обертаються з однаковими швидкостями:  $\omega_{D1} = \omega_{D2}$  оскільки, крім іншого, це обумовлено механічною конструкцією: поворотна колона має певну швидкість обертання, яка через рівні передаточні числа пар «трансляються» на вал редуктора механізму повороту.

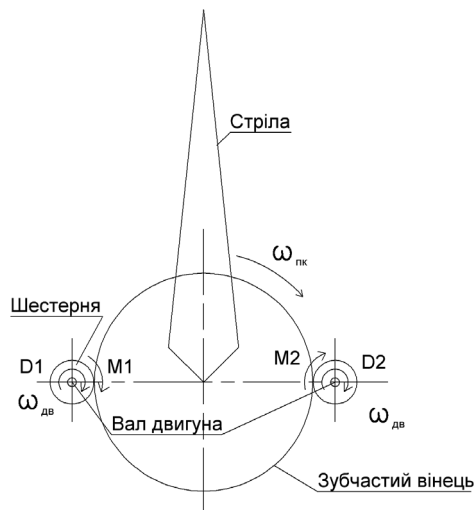


Рисунок 5 – Кінематична схема механізму повороту крана

При цьому моменти на валах двигунів, в загальному випадку не є однаковими. Цьому є кілька причин:

1. Неабсолютна однаковість обмоток двигунів (активний опір, індуктивність статора), параметрів магнітного поля та повітряного зазору приводять до того, що двигуни однієї моделі мають різну жорсткість природної електромеханічної характеристики (рис. 6)

2. Характеристики пар шестерня – зубчастий вінець зовні необов’язково є однаковими. Тому навантаження на валах двигунів можуть будучи різними;

3. Люфти в передачах є причиною того, що одна із шестерень входить у зачеплення із зубчастим вінцем раніше за іншу, і її двигун приймає на себе повний момент навантаження  $M_{\Sigma}$ , тобто до моменту повного вибору зазору другою шестернею він працює з подвійним моментом навантаження.

Розглянемо першу причину і можливості її усунення.

На рис.6 показано механічні характеристики двигунів  $D_1$  і  $D_2$  з різною жорсткістю. Сумарна характеристика визначається як геометричне місце точок з  $M_{\Sigma}=M_1+M_2$  при тій самій швидкості  $\omega$ .

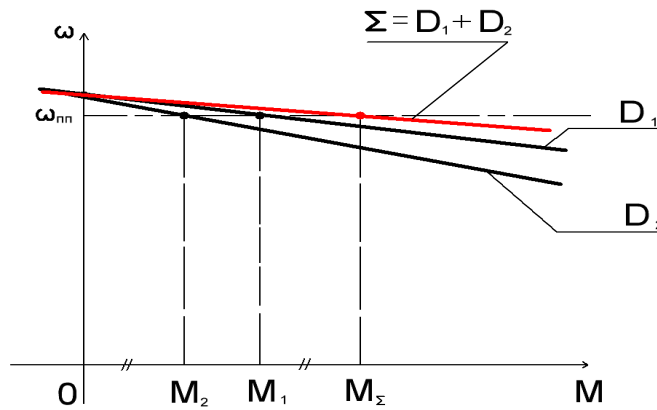


Рисунок 6 – Природні механічні характеристики двигунів

Так сумарний момент навантаження при  $\omega_{пк}$  дорівнює:  $M_{\Sigma}=M_1+M_2$ , але при цьому  $M_1 \neq M_2$  ( $M_1 > M_2$ ), оскільки двигун  $D_1$  має більш жорстку характеристику ніж двигун  $D_2$ . Таке явище має місце у будь яких багатодвигунових механізмах з механічним зв’язком (жорстким або пружним) валів двигунів [4].

Шляхом замірювання (або розрахунку в ПЧ)  $M_1$  і  $M_2$  визначається сумарний момент  $M_{\Sigma}=M_1+M_2$ . Далі (виключно(!) при використанні частотного керування електроприводу) завдання частоти для першого двигуна  $D_1$  зменшується (характеристика  $D_1'$ ), а для

другого двигуна  $D_2$  збільшується (характеристика  $D_2'$ ) таким чином, щоб нові характеристики обидві проходили через точку А (рис. 7).

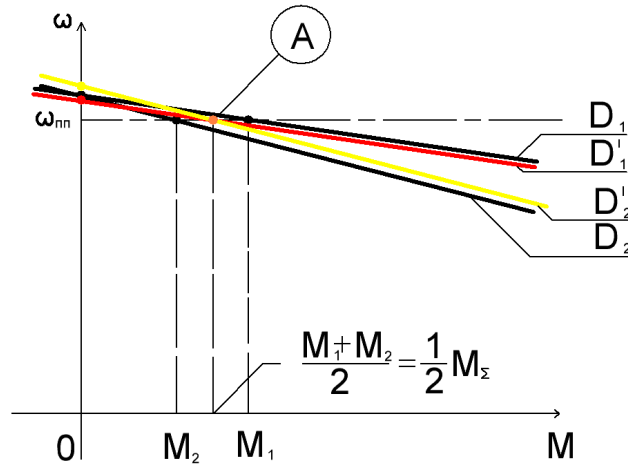


Рисунок 7 - Балансування навантажень для двохдвигунового електропривода

Моменти на валах двигунів при цьому зрівнюються  $M_1 = M_2$ , а їх сума, як і раніше, дорівнює сумарному моменту навантаження  $M_\Sigma = M_1 + M_2 = 2M_1 = 2M_2$ .

Робимо висновок, що для корекції моментів на валах двигунів є необхідним регулювання робочої точки асинхронного двигуна шляхом впливу на положення його механічної характеристики. Таке регулювання може бути забезпечене лише шляхом використання частотно-керованого електроприводу (*Variable Frequency Drive, VFD*).

Розглянемо більш докладно можливі технічні методи усунення нерівномірного навантаження двигунів механізму повороту, викликаного різними механічними характеристиками двигунів.

Електродвигуни одного робочого органу механізму об'єднані між собою жорстким зв'язком (зубчастий вінець порталу). Особливістю такого об'єднання є однакове і одночасне керування двигунами робочого органу. При об'єднанні кількох двигунів на одне навантаження швидкість всіх двигунів буде однаковою, а момент повинен розподілятися рівномірно між усіма двигунами. Застосування декількох двигунів, об'єднаних на одне навантаження, дозволяє використовувати електродвигуни меншої потужності і менших габаритів, ніж в разі застосування одного двигуна, зменшити сумарний момент інерції і навантаження на зубчасті передачі та інші елементи конструкції, а також спростити кінематичні зв'язки механізму[7]..

При застосуванні частотно-регульованих електроприводів для управління швидкістю обертання робочих органів, можливі наступні

варіанти (рис. 7) управління двигунами, що працюють на одне навантаження і при цьому об'єднані умовно жорстким механічним зв'язком: підключення всіх двигунів до одного VFD (рис. 7, а) або використання індивідуального перетворювача частоти для кожного двигуна (рис. 7, б).

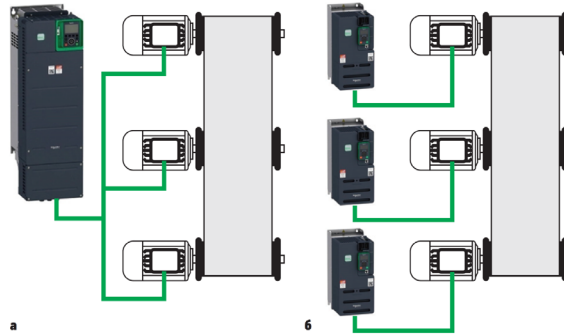


Рисунок 7 – Варіанти управління об'єднаними на одне навантаження двигунами:

- а – з підключенням в паралель до одного VFD;
- б – з підключенням окремого VFD до кожного двигуна

Розглянемо два варіанти підключення.

У разі підключення декількох двигунів до одного VFD (рис.7, а) на його виході формується напруга відповідно до усереднених параметрів електричного та магнітного кіл абстрактного асинхронного двигуна певної потужності, який має усереднені характеристики певного числа двигунів, що найчастіше використовуються (ABB, Schneider Electric, Siemens, Mitsubishi) [10]. Ці параметри закладено в таблиці даних математичного процесора, який в реальному часі обчислює схему заміщення асинхронного двигуна. Але через те, що характеристики реального двигуна відрізняються від усереднених, а також через те, що параметри двигунів одного конструктивного виконання можуть і будуть відрізнятися між собою, їх механічні характеристики також різняться. При цьому в найбільш загальному випадку – можуть відрізнятися як жорсткості механічних характеристик, так і синхронні швидкості. Також, як уже було зазначено вище, двигуни можуть працювати в різних умовах: наприклад, може бути неоднаково розподілене навантаження між ними або може неоднаково здійснюватися охолодження, тощо. В результаті одні двигуни будуть навантажувати інші і навіть є можливим перехід частини електродвигунів в генераторний режим. При цьому перетворювач частоти ніяк не відстежує ці процеси перш за все тому, що його робота на паралельно підключені декілька двигунів можлива лише в скалярному режимі управління по усередненим параметрам

двигуна, тобто виконується лише співвідношення  $U/f = \text{const}$ . Це є суттєвим недоліком такого способу управління [4].

Інший недолік підключення декількох двигунів до одного VFD полягає в тому, що перетворювач частоти не може забезпечити індивідуальний захист кожного електродвигуна окремо за його струмом, моментом або нагрівом.

Тим не менш такий варіант технічного рішення має деякі очевидні переваги: перш за все – і це основне – він дешевший в капітальних витратах в порівнянні з варіантом підключення окремого VFD до кожного двигуна, оскільки один VFD великої потужності дешевший декількох малої. По друге – і це теж основне – налаштування схеми в цілому і VFD, зокрема, стає значно простішим для розробника, що загалом зменшує складність системи управління і не потребує від розробника кваліфікації високого рівня. Це загалом зменшує складність системи управління, об'єми технічних обслуговувань та занижує вимоги до рівня кваліфікації обслуговуючого технічного персоналу.

Другий варіант - при застосуванні для кожного двигуна індивідуального перетворювача частоти (рис.7, б) двигуни також можуть навантажувати один одного. Однак з огляду на те, що вони електрично не зв'язані між собою, можна індивідуально керувати створенням необхідного моменту і швидкості для кожного двигуна окремо. Зупинимось на кількох принципових умовах для реалізації такої системи в дводвигуновому електроприводі [8].

1. Такий метод керування моментом може бути досягнений лише при переведенні частотного перетворювача в векторний режим управління (VectorControl, VC). Режим VC принципово не є можливим при підключенні кількох двигунів до виходу одного VFD. Крім цього в VFD схемотехнічно і алгоритмічно має бути забезпечена можливість програмування його окремих входів в режими приймання завдання на швидкість – по одному входу – і завдання на момент – по другому входу. В сучасних VFD передбачається така можливість.

2. Службові аналогові виходи та можливості внутрішнього математичного процесора VFD першого двигуна повинні давати можливість отримання сигналу, пропорційного робочому моменту VFD в реальному часі. Надалі цей сигнал подається на вхід керування моментом VFD другого двигуна, що призводить до формування такого ж самого моменту на валу другого двигуна. При цьому діапазон можливих значень швидкості другого двигуна для такого моменту задається або передачею на його вхід керування швидкістю значення швидкості, досягнутої першим двигуном (з службового виходу першого VFD), або ж – в спрощеному варіанті – передачею такого ж самого сигналу на завдання швидкості, який отримує перший VFD.

Наявність таких режимів керування в сучасних VFD, вочевидь, дозволяє вирішити задачу рівномірного розподілу навантаження між двома двигунами без використання «перехресних схем» з виділення усередненого моменту навантаження, без визначення знаку похибки між поточним моментом двигуна і середнім значенням моменту навантаження та без подачі сигналів, інверсно-пропорційних цій похибці, для управління виходами VFD.

Саме такі технічні можливості мають сучасні частотно-керовані електроприводи серії Altivar Process ATV900 виробництва Schneider Electric, які і будуть рекомендовані в цій роботі для технічного рішення задачі узгодженого управління двома двигунами механізму повороту крана[10]. .

Треба зауважити, що для перетворювачів частоти Altivar Process ATV900 є два варіанти структури управління двигунами, об'єднаними на одне загальне навантаження і керованими від індивідуальних VFD:

1)двигуни працюють на загальне навантаження і їх VFD мають інформаційний зв'язок лише за завданням швидкості обертання;

2)двигуни працюють на загальне навантаження і їх VFD мають інформаційний зв'язок за завданням швидкості обертання і сигналом, пропорційним моменту на валу одного з двигунів.

При об'єднанні Altivar Process ATV900 тільки за завданням швидкості обертання компенсація взаємного навантаження електродвигунів здійснюється за рахунок функції «Вирівнювання навантаження», як це передбачено технічною документацією до моделі [6,7]. Ця функція дозволяє забезпечити більш «м'яку», ніж природна, механічну характеристику електродвигуна, який працює з більшим моментом. Такий досить примітивний алгоритм, тим не менш, дає можливість зробити однаковими механічні характеристики всіх електродвигунів.

Отже, однакове підвищення моменту навантаження буде провокувати однакове зниження швидкості обертання роторів всіх об'єднаних двигунів. А це в підсумку дозволить уникнути взаємного навантаження електродвигуні один одним.

Якщо ж вибрати другий варіант, то при об'єднанні перетворювачів частоти Altivar Process ATV900 по завданню швидкості обертання і сигналу, пропорційному моменту на валу одного з двигунів, стає можливим автоматичне вирівнювання навантаження між двигунами. При цьому перетворювач частоти, який передає сигнал, пропорційний моменту, є ведучим (Master), а інші, які отримують цей сигнал, є веденими (Slave). Ведені перетворювачі частоти будуть управляти своїми двигунами так, щоб урівноважити навантаження.

Для Altivar Process ATV900 можливе об'єднання VFD-Master з VFD-Slave або по аналоговому сигналу, або по Ethernet

(ModbusTCP/IP) через порт Multi Drive Link. В залежності від наявності жорсткого або пружного кінематичного зв'язку об'єднаних двигунів, можливі різні налаштування системи Master-Slave: Rigid – для жорсткого зв'язку та Elastic – для пружного.

Для дослідження цих режимів було проведено моделювання з роздільним управлінням двома VFD з однаковим завданням швидкості і розподіленим моментом навантаження (при її налаштуваннях навмисне була закладена розбіжність активних опорів статора двигунів лише в 1 %). Такий підхід до структури системи управління приводами показав значну розбіжність в результуючих моментах (синя крива) двигунів, як це зображено на рис. 8, а.

Та моделювання управління в режимі Master-Slave, коли перший VFD (Master) передає другому VFD (Slave) перш за все завдання на такий самий момент, який присутній на валу першого VFD, а також завдання на швидкість (в якості "швидкої" цільової вказівки) таку ж саму, яка є в нього на валу. В результаті такого управління розбіжності в моментах двигунів принципово зменшуються і не перевищують (синя крива – різниця моментів на валах двигунів) 15 Нм, що складає 0,05 $M_{ном}$  (рис. 8, б).

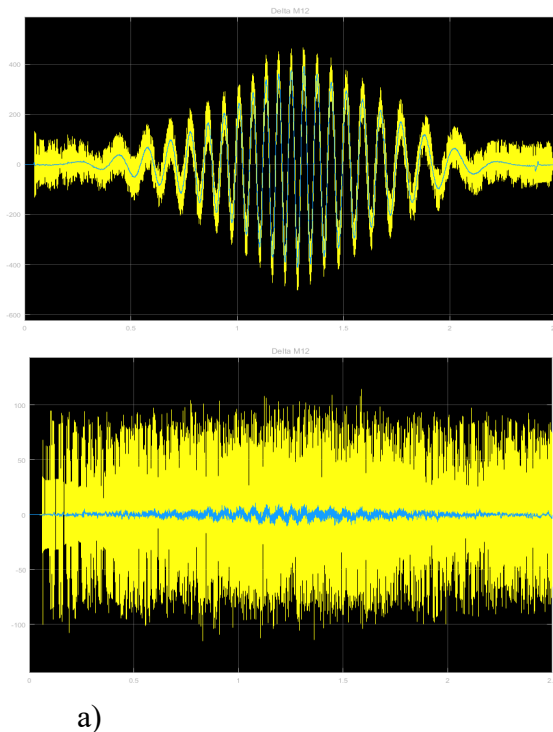


Рисунок 8 – Крива розбіжностей моментів двигунів при:  
а) роздільному управлінні, б) управлінні приводами в режимі Master-Slave



Таким чином, результати моделювання підтвердили і правильність, і ефективність обраного технічного рішення.

**Висновки** В результаті проведення критичного аналізу, зазначено, що робота механізмів повороту здатна викликати нерівномірні навантаження на металоконструкцію крана при забіганні одного редуктора перед іншим. Такі навантаження можуть збільшувати робочі на 30% і більше відсотків. Для поліпшення роботи механізму повороту, зменшення перекісних навантажень та підвищення точності позиціонування вантажу рекомендується застосовувати системи керування механізмом повороту на основі існуючих асинхронних двигунів із замкненим на коротко фазним ротором з двома частотними перетворювачами, окремими на кожний двигун, зв'язаних в пару «ведучий – відомий». При цьому швидкість всіх двигунів буде однаковою, а момент повинен розподілятися рівномірно між усіма двигунами. Проведено моделювання запропонованої схеми, яке підтвердило правильність обраної ідеї.

### Список використаних джерел

1. Герасимьяк Р. П. Электроприводы и системы управления крановых механизмов: навчальний посібник/ Р. П. Герасимьяк, В. В. Бушер, О. Г. Калінін. – О. : Наука і техніка, 2014. - 168 с.
2. Герасимьяк Р. П., Лещев В. А., Анализ и синтез крановых электромеханических систем.- Одесса, СМІЛ, 2008.- 192 с.
3. Динамика электромеханических систем механизмов циклического действия: Учеб. пособие / Р.П. Герасимьяк. – Одесса, 1996.- 48 с.
4. Електромеханічні системи автоматичного керування та електроприводи: Навч. посібник / М. Г. Попович, О. Ю. Лозинський, М. Б. Клепиков та ін. – К.: Либідь, 2005. – 680 с.
5. Шестака А. І. Управління моментом двигуна в електроприводі контейнерного крана [Текст] / А. І. Шестака, Л. В. Мельнікова, В. В. Бушер // Науково-виробничий журнал "Електромеханічні і енергозберігаючі системи.", р-ISSN 2072-2052, е-ISSN 2074-9937. – Кременчук: КрНУ – 2020.–Вип.2/2020.–с.25–34.
6. <https://www.se.com/ua/ru/work/products/master-ranges/altivar/>
7. <https://www.se.com/ua/uk/product-range/62317-altivar-process-atv600/>
8. <https://moxa.pro/support-service/faq/shlyuzy-protokolov/kak-oprashivat-v-modbus-tcp-slave/>
9. <https://www.electrocentr.com.ua/products/motion-controls/schneider-electric/altivar/atv900.html>

---

10. [https://chastotnik.com.ua/preobrasovateli/Schneider\\_Electric; ATV630/](https://chastotnik.com.ua/preobrasovateli/Schneider_Electric; ATV630/)

### QUESTIONS OF MODERNIZATION OF THE ELECTRIC DRIVE FOR PORTAL CRANE ROTATION MECHANISM

Melnikova L. V., Shestaka, A. I., . Boyko A. O.  
*Odessa Polytechnic National University*

**Abstract.** *An analysis of the operation of the portal crane rotation mechanism was conducted to identify the reasons for failures in the existing control scheme after modernization. It was found that although the rotation speed of the electric motors in the rotation mechanism is the same, the torques on the motor shafts are different. Possible reasons for this phenomenon were considered, and methods of their elimination were discussed. A variant of modernizing the electric drive scheme, taking into account the shortcomings of the previous one, which complicated the crane's operation, was proposed. A technical solution for balancing loads in the drives of the crane rotation mechanism was suggested. The correctness of the proposed technical solution was verified through modeling of transient processes in the electric drive of the rotation mechanism.*

**Keywords:** *electric drive, rotation mechanism, load, multi-motor drive.*

УДК 621.01

DOI: 10.15276/pidtt.1.68.2023.05

Погребняк Р. П.

*Дніпровський державний аграрно-економічний університет*

## **РАЦІОНАЛЬНИЙ КІНЕМАТИЧНИЙ СИНТЕЗ І СТРУКТУРНИЙ АНАЛІЗ ЦЕНТРАЛЬНОГО ПРЯМОЛІНІЙНО-НАПРЯМНОГО КРИВОШИПНО-ПОВЗУНКОВОГО МЕХАНІЗМУ ЗАХОПЛЮВАЛЬНОГО ПРИСТРОЮ**

***Анотація.** Виконаний кінематичний аналіз і синтез прямолінійно-напрямних центральних кривошипно-повзункових механізмів за критерієм енергетичного індексу передачі руху (ЕІПР) з обмеженням припустимими кутами тиску в кінематичних парах і найменшим відхиленням траєкторії руху від прямолінійності на ділянці наближення. Визначена засобами аналітичної кінематики плоских механізмів теорія механізмів і машин схема, яка найкраще задовольняє умови синтезу й запропонований на її основі механізм захоплювального пристрою. Отримано єдині значення відносних параметрів і діапазон повороту ведучого кривошипа для схеми прямолінійно-напрямного центрального кривошипно-повзункового механізму з подовженим шатуном за повзун, що найкраще задовольняють вимоги критерію оптимізації і виконують обмеження за кутами тиску. На основі синтезу запропоновано спарений паралелограмний одинадцятиланковий стрижньовий захоплювач, що забезпечує прямолінійний рух затискних елементів зі сталою швидкістю й постійною силою затискання, що відповідає номінальній рушійній силі приводу.*

*Виконаний структурний аналіз схеми захоплювача, яка має змінну структуру із зовнішніми неутримуючими зв'язками. З використанням універсальної структурної теорії механізмів Озолса визначено кількість внутрішніх і зовнішніх надлишкових зв'язків в контурах механізму на різних етапах його функціонування. Механізм має геометричні внутрішні і фрикційні голономні зовнішні в'язи, тому для аналізу використовуються внутрішня й зовнішня структурні формули. Визначено їхнє поконтурне розташування й усунення у внутрішніх контурах та зменшення кількості шкідливих надлишкових зв'язків у зовнішньому контурі механізму за рахунок введення самоустановлювального розвантажувального з'єднання.*

***Ключові слова:** індекс передачі руху; кут тиску; рухомість механізму; надлишкові зв'язки; зовнішні зв'язки*

**Постановка проблеми.** Захоплювальні пристрої маніпуляторів – це окремі механізми з індивідуальним приводом, що повинні задовольняти вимогам щодо їх функціональності, енергоефективності, простоти, надійності та ін. Універсальність, як здатність затискати й утримувати різні об'єкти за розмірами, вагою та конфігурацією без переналадження та заміни робочих елементів є однією з найбільш вагомих вимог. Сила затиску об'єктів різних розмірів повинна бути достатньою і сталою для надійного їх утримування під час перехідних режимів роботи руки маніпулятора, об'єкт не повинен бути пошкоджений або зруйнований.

Кінематичні схеми простих механічних стрижньових захоплювачів є діадними з однорухомими геометричними з'єднанням, мають невелику кількість рухомих ланок і, зазвичай, один ступінь свободи й один двигун приводу.

Бажано, щоб механізми захоплювачів забезпечували прямолінійний рух затискних елементів у всьому діапазоні їх переміщення. Прямолінійна траєкторія руху забезпечує співпадіння центра захоплювача з центром робочих елементів [1] у всьому діапазоні товщин деталей, що затискаються, а базування здійснюється з високою точністю.

При конструюванні захоплювачів, що реалізують умову прямолінійного руху затискних елементів, доцільно застосування схем прямолінійно-напрямних механізмів. Такі стрижньові механізми використовують для відтворення на всій або окремій ділянці руху точки ланки траєкторії, близької до прямої лінії. Ця ланка утворює кінематичні пари тільки з рухомими ланками механізму.

Відомо, що захоплювальні (захватні, захвати) пристрої, як і всякі інші механізми, мають більшу експлуатаційну надійність, якщо вони спроектовані і виконані без надлишкових (повторювальних) зв'язків (НЗ) в кінематичних парах. Захватні пристрої маніпуляторів, як окремі нескладні механізми з індивідуальним приводом, мають невелику кількість ланок з переважно однорухомими кінематичними парами.

**Аналіз публікацій по темі досліджень.** Найвідоміші та найпоширеніші напрямні механізми запропоновані й розроблені давно. Відомі прямі кулісні конхोїдальні механізми, еліптичні та  $\lambda$ -подібні прямі, чотириланкові прямі Рело, Дежонжа, Уатта, Еванса, Робертса, Чебишева, Скотта, Рассела [2, 3, 4] та ін. Прямолінійний рух певної точки шатуна в цих механізмах можливий тільки на обмеженій ділянці траєкторії та за визначеними відношеннями довжин ланок. Із різних причин не всі вони підходять для використання в механізмах захоплювачів. Для здійснення прямолінійного руху всього затискного елемента захоплювача до механізму додають діаду, що утворює паралелограм.

У багатьох стрижневих механізмах траєкторія руху лише наближена до прямої, тому їх геометричний синтез зводиться до визначення відносних розмірів ланок і їх розташування за умови найменшого й симетричного відхилення дійсної траєкторії руху від прямолінійної. З досвіду такого проектування відомо, що зменшення відхилення відбувається за рахунок зменшення довжини ділянки прямолінійного руху. Дослідники запропонували велику кількість різних схем і конструкцій захоплювачів різного призначення, у тому числі й механічних стрижньових [1, 2, 5, 6, 7], однак питання оптимального метричного синтезу схеми механізму за певними критеріями руху з визначенням оптимальних розмірів і положень ланок механізму залишаються складними і мало вивченими.

Відомі роботи українських учених школи проф. Я. Кіницького з аналітичного дослідження важільних механізмів із зупинкою веденої ланки на базі напрямних кривошипно-повзункових механізмів [8, 9, 10]. Щодо механізмів захоплювачів, в основі яких лежать схеми кривошипно-повзункових прямолінійно-напрямних механізмів, то їх раціональний метричний синтез за певними критеріями практично не досліджений.

Важливо, що для уникнення додаткових динамічних навантажень кінематичний синтез напрямних механізмів захоплювачів потрібно вести в напрямі пошуку сталої швидкості затискних елементів на затиску. Тому проектування механізмів захоплювачів, що забезпечують постійне зусилля затискання об'єктів різної товщини зі сталою потужністю приводу та мінімальними енергетичними витратами і побудованих на основі прямолінійно-напрямних механізмів, доцільно виконувати за критерієм енергетичного індексу передачі руху (ЕІПР) [11]:

$$\frac{V_{вих}}{V_{вх}} = |U_V| \sim 1.$$

Як відомо механізми без надлишкових зав'язків [12, 13] мають суттєві переваги над іншими механізмами. Такі механізми статично визначені, в них не виникають додаткові реакції, що не обумовлені дією зовнішнього технологічного навантаження; вони мало чутливі до незначного відхилення розмірів ланок механізму і станини, їх пружних деформацій під дією технологічного й монтажного навантаження, тому легко збираються і не потребують підгону й обкатки; вони не схильні до утворення зазорів й зношування кінематичних пар; мають нижчу вартість експлуатації, вищу надійність й коефіцієнт корисної дії. Проектування й модернізація механізмів захватів за схемами без шкідливих НЗ гарантує отримання більш надійного і ефективного самоустановлювального механізму.

Багаточисельні дослідження різних схем і конструкцій захватів різного призначення [6, 7, 14, 15] дозволили напрацювати корисні ре-

комендації з проектування таких механізмів й спрогнозувати тенденції розвитку [16]. Однак проектування схем механічних захватних пристроїв не часто супроводжується структурним аналізом й синтезом механізму. Зазвичай конструктор обмежується обчислюванням числа ступенів свободи механізму, а найважливіший структурний параметр будь-якого механізму – надлишкові зв'язки, залишаються не визначеними і не виконані дії щодо їх усунення.

Структурні параметри механізмів захватів змінюються на різних етапах роботи, тому структурний аналіз проводять двічі - до та після затиску об'єкта маніпулювання затискними елементами захвату.

Пошук й усунення шкідливих НЗ в окремих механізмах захватів виконаний у роботах [17, 18, 19], комплексне проектування схеми захоплювального пристрою представлено в роботах [11, 20].

**Мета роботи** полягає у виконанні кінематичного синтезу схем прямолінійно-напрямних механізмів центрального кривошипно-повзункового захоплювального пристрою за критерієм енергетичного індексу передачі руху із обмеженням припустимими кутами тиску в кінематичних парах і найменшим відхиленням траєкторії руху затискних елементів від прямолінійності на ділянці наближення.

Провести структурний аналіз спареного паралелограмного кривошипно-повзункового захоплювального пристрою, як механізму змінної структури з визначенням кількості і розташування надлишкових зв'язків у внутрішніх і зовнішніх контурах схеми механізму та запропонувати способи їх зменшення.

**Виклад основного матеріалу. 1. Кінематичний синтез схем за енергетичним індексом передачі руху.** Відомий напрямний механізм на основі «еліптичного правила» (рис.1) з відношеннями довжин ланок в одиницях довжини кривошипа  $\sigma = AB/OA = 1,37$ ,  $\gamma = AC/OA = 2,27$  [2]. Рух точки С тільки на окремій ділянці траєкторії наближається до прямої лінії і за постійної швидкості ведучої ланки, прийнятої за одиницю, ЕІПР може бути оцінений як відхилення від одиниці на ділянці наближення. Кінематичні характеристики схеми визначені методами аналітичної кінематики.

Координати точки А кривошипа для одиничного кривошипу  $OA=1$

$$x_A(\varphi) = \cos \varphi; \quad y_A(\varphi) = \sin \varphi. \quad (1)$$

Координати точки В

$$x_B(\varphi) = x_A(\varphi) + \sqrt{\sigma^2 - (\sin \varphi)^2}; \quad y_B = 0. \quad (2)$$

Координати точки С:

$$x_C(\varphi) = x_A(\varphi) + (x_A(\varphi) - x_B(\varphi)) \frac{\gamma}{\sigma}$$

$$y_C(\varphi) = y_A(\varphi) \left(1 + \frac{\gamma}{\sigma}\right) \quad (3)$$

Проекції швидкості точки А кривошипу на осі

$$V_{x_A} = -\omega \cdot OA \cdot \sin \varphi; \quad V_{y_A} = \omega \cdot OA \cdot \cos \varphi,$$

для одиничного кривошипу й одиничної кутової швидкості  $\omega = 1$  проєкції аналогів швидкості

$$V_{x_A}(\varphi) = -\sin \varphi; \quad V_{y_A}(\varphi) = \cos \varphi. \quad (4)$$

$$v_A(\varphi) = \frac{V_{y_A}(\varphi) \cdot y_A(\varphi)}{\sqrt{\sigma^2 - (\sin \varphi)^2}}. \quad (5)$$

Швидкість повзуна:

$$V_B(\varphi) = V_{x_A}(\varphi) + v_A(\varphi). \quad (6)$$

Проекції аналогів швидкості точки С шатуна на осі визначимо за формулами:

$$V_{x_C}(\varphi) = V_{x_A}(\varphi) + (V_{x_A}(\varphi) - V_B(\varphi)) \frac{\gamma}{\sigma}$$

$$V_{y_C}(\varphi) = V_{y_A}(\varphi) \left(1 + \frac{\gamma}{\sigma}\right).$$

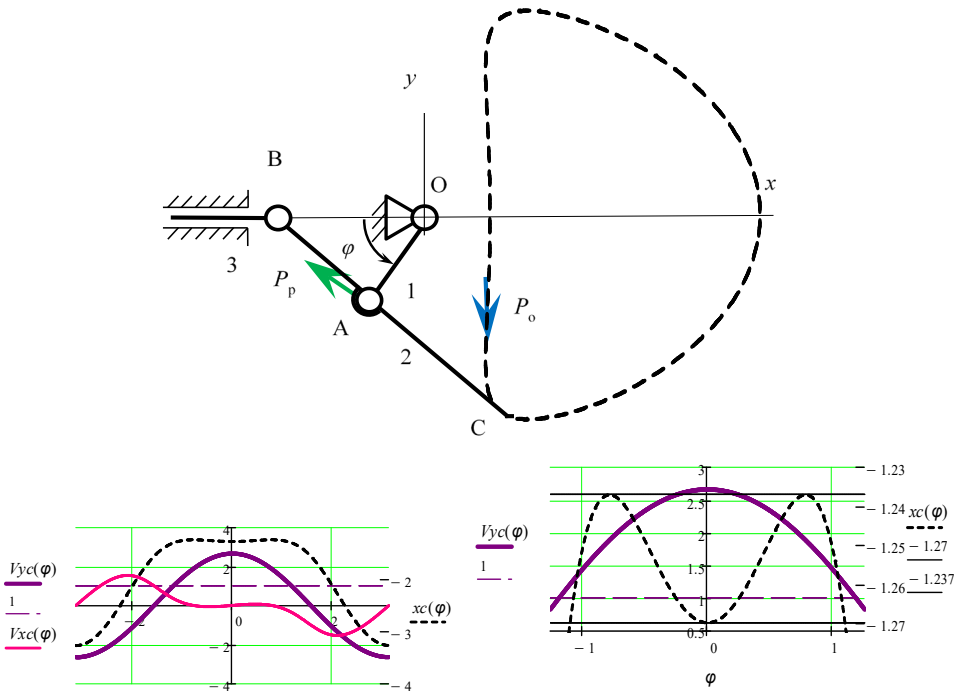


Рисунок 1 - Кінематична схема і графіки зміни кінематичних параметрів прямолінійно-напрямного центрального кривошипно-повзункового механізму з подовженим шатуном

Засобами MathCad за отриманими залежностями виконано моделювання кінематичних параметрів механізму. Точність наближення оцінена різницею  $2E$  між екстремальними значеннями координати  $x_C$  на ділянці наближення, яка складає  $2E = 1,27 - 1,2372 =$

0,033, що не більша 3,3% довжини найменшої ланки схеми (кривошипа 1). Проекція аналога швидкості  $V_{x_C}$  на цій ділянці мало відхиляється від нуля, тому прийнято  $V_{y_C} = V_C$ . При взятій одиничній лінійній швидкості точки А ведучої ланки ( $V_A = 1$ ) ЕПР приймає значення  $V_{y_C}$ , яке на ділянці наближення значно відхиляється від одиниці (1,1...2,7), і за цим критерієм схема не може бути прийнятною. Крім того, ця швидкість змінна, що погіршує динамічні показники експлуатації механізму. Схема з ведучим повзуном на ділянці наближення реалізована бути не може через недопустимі кути тиску.

Кінематичний синтез такого механізму захоплювача розглянутий у роботі [21], який виконаний засобами MathLab за чотирма критеріями оптимізації (індекс захоплювання, показники маси, пришвидшення і швидкості) і привів дослідників до схеми прямого механізму. Однак, як видно, схема не задовольняє вимогам індексу ЕПР.

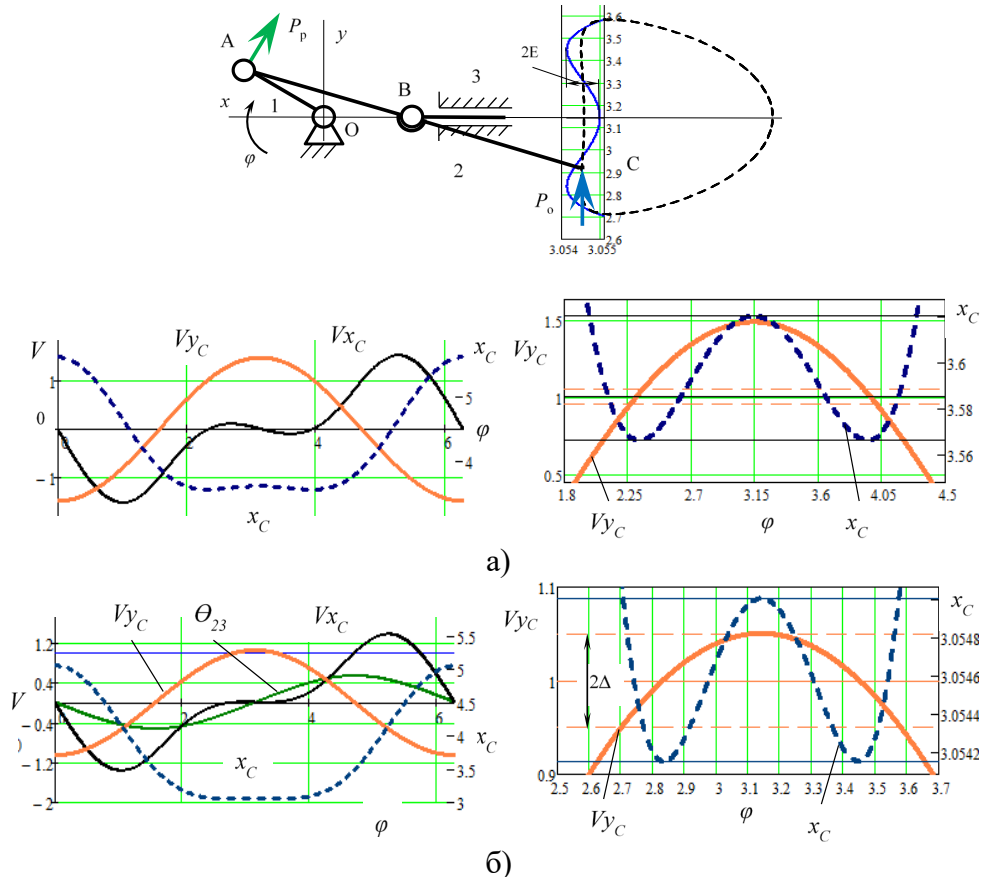


Рисунок 2 - Кінематична схема і графіки зміни кінематичних параметрів прямолінійно-напрямого центрального кривошипно-повзункового механізму з подовженим шатуном за повзунок: а) з параметрами  $\sigma = 1,86$ ,  $\gamma = 2,76$ ; б) з оптимальними параметрами



Розглянемо іншу можливу схему прямолінійно-напрямого центрального кривошипно-повзункового механізму з подовженим шатуном напрямком за повзун (рис.2). У роботі [2] представлений такий механізм з відносними розмірами  $\sigma = AB/OA = 1,86$ ,  $\gamma = AC/OA = 2,76$ . Тут також рух точки С лише на окремій ділянці траєкторії наближається до прямої лінії, і ЕППР оцінимо як відхилення від одиниці на ділянці наближення. За залежностями (1) – (3) визначасмо координати точок А і В, координати точки С визначимо як:

$$x_C(\varphi) = \frac{\gamma \cdot x_A(\varphi) - (\gamma + \sigma)x_B(\varphi)}{\sigma}$$

$$y_C(\varphi) = \frac{\gamma \cdot y_A(\varphi)}{\sigma}. \quad (7)$$

За залежностями (5) – (6) визначимо відповідні швидкості.

Проекції швидкості точки С вихідної ланки визначимо за формулами:

$$V_{x_C}(\varphi) = \frac{\gamma \cdot Vx_A(\varphi) - (\gamma + \sigma)V_B(\varphi)}{\sigma}$$

$$V_{y_C}(\varphi) = \frac{\gamma \cdot Vy_A(\varphi)}{\sigma}. \quad (8)$$

Математичним моделюванням побудовані симетрична шатунна крива крайньої точки шатуна С, відповідні швидкості точок механізму та необхідні параметри оцінки ЕППР на ділянці наближення. Для цієї схеми точність наближення дорівнює  $2E = 3,62 - 3,57 = 0,05$ , яка зменшалась порівняно з попередньою схемою і складає 5 % довжини кривошипа. Проте значно збільшилася довжина ділянки наближення, що розширює можливості схеми. Як бачимо, проекція швидкості  $V_{x_C}$  на цій ділянці мало відрізняється від нуля, тому ЕППР можна взяти рівним  $V_{y_C}$ , який змінюється за законом косинуса. Однак схема задовольняє прийнятому симетричному відхиленню  $\Delta = 5\%$  від критерію ЕППР тільки на двох нетривалих ділянках наближення, а на більшій частині зони наближення значно відхиляється від одиниці (0,72...1,48), і тому теж не може бути прийнятною.

Подальший синтез за залежностями (1) – (3), (5) – (8) дозволив отримати єдині значення параметрів  $\sigma$  й  $\gamma$ , що задовольняють прийнятому відхиленню критерію ЕППР на ділянці наближення. Як, видно, з рисунка 2, суттєво зросла точність наближення ( $2E = 3,055 - 3,05415 = 0,00085$ ), хоча незначно скоротилася довжина ділянки наближення, а величина ЕППР не виходять за межі  $\pm 5\%$  відхилення від одиниці.

Додаткові обмеження синтезу здійснює дотримання припустимої величини кутів тиску, які в деяких положеннях механізму можуть виходити за межі дозволених. Значення кута тиску в поступальній парі повзун–напрямна дорівнює куту нахилу шатуна, який визначимо за залежністю (9), його допустиме значення прийнято [10]  $[\theta_{23}] \leq \pi/6$ :

$$\theta_{23}(\varphi) = \arcsin[(\sin \varphi) / \sigma] \quad (9)$$

Як, видно, з графіка (рис. 2), у всьому діапазоні роботи механізму допустиме значення не перевищене, а максимальне його значення досягається за кута  $\varphi = \pi/2$  й дорівнює  $\theta_{23} = 0,52$  р.

У такому механізмі затискання в діапазоні кута повороту кривошипа  $2,72$  р  $< \varphi < 3,56$  р, що відповідає руху затискних елементів на ділянці наближення, сила затискання об'єкта буде сталою та рівною номінальній рушійній силі приводу у всьому діапазоні товщин деталей, які затискають.

Характер кривих (рис. 2) показує, що збільшення довжини ділянки наближення, відповідно і кута експлуатації механізму, відбувається в разі збільшення допустимого відхилення  $\Delta$  й дозволяє виконати пошук єдиного рішення для симетричного відхилення від  $U_V = 1$ .

З урахуванням оптимальних параметрів схеми може бути спроектований одинадцятиланковий стрижньовий механізм захоплювача на основі спареного паралелограмного центрального кривошипно-повзункового механізму з ведучим кривошипом. Ведучі кривошипи 1 і 6 (рис. 3,а) синхронно впливають на шатуни 2 і 7, які подовжені за повзуни 3 і 8, що рухаються в напрямних станини. На кінці шатунів шарнірно закріплені ланки 5 і 10, що містять затискні елементи захоплювача. Додані ланки 4 й 9 утворюють паралелограм і забезпечують прямолінійний рух затискних елементів захоплювача. Паралелограмні вантажозахватні механізми мають підвищену вантажопідйомність, а об'єктом маніпулювання є найчастіше деталі призматичної форми.

При затисканні об'єктів різної товщини орієнтація та положення затискних елементів захоплювача залишаються незмінними й збігаються з центром захоплювача, який переміщується прямолінійно вздовж поперечної осі. Використання такого захоплювача може бути прийнятним не тільки для переміщення, але й для базування об'єкта маніпулювання.

У складі механізму захоплювача є тільки двоповідкові структурні групи, механізм має станину, й більшість кінематичних пар є нижчими обертальними, що мають вищу надійність експлуатації.

**2. Структурний аналіз. Пошук й усунення надлишкових зв'язків.** Виконаний у попередньому розділі геометричний синтез механізму захоплювального пристрою за критерієм енергетичного індексу передачі руху з визначенням оптимальних параметрів такого механізму повинен бути завершений структурним аналізом схеми з пошуком й усуненням надлишкових зав'язків(НЗ), які потенційно можуть бути утворені при поверхневому прекуванні.

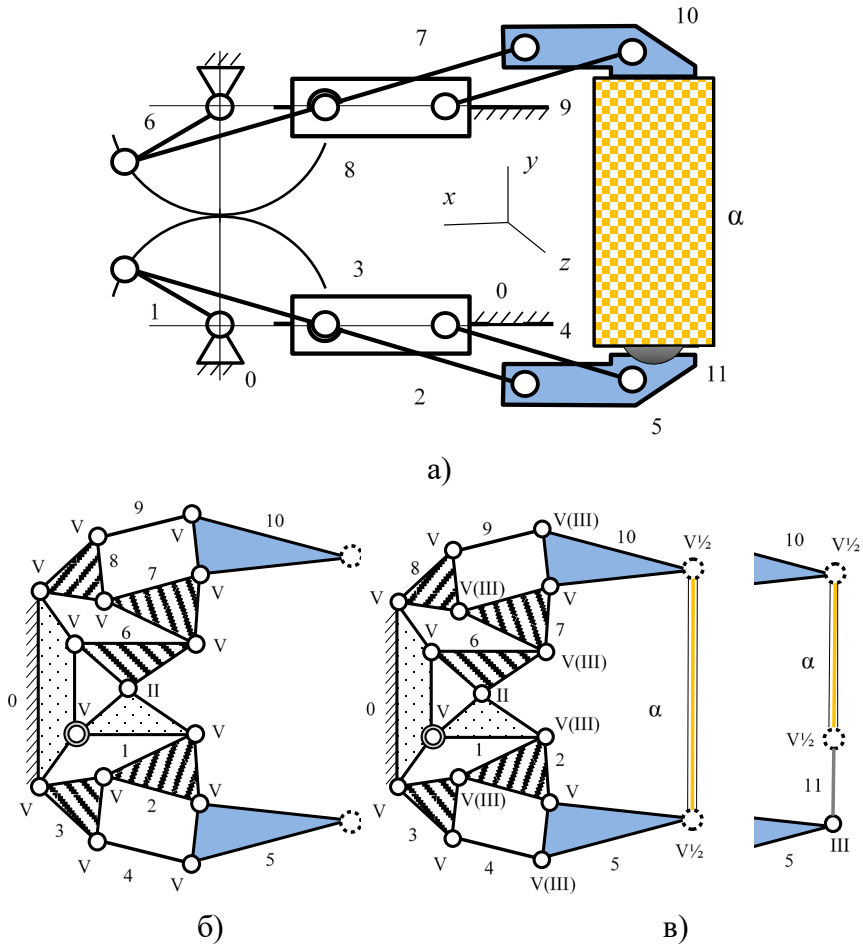


Рисунок 3 - Кінематична(а) і структурні (б, в) схеми спареного прямолінійно-напрямного центрального кривошипно – повзункового механізму захоплювального пристрою на різних етапах його роботи: б – до затиску об’єкта маніпулювання; в – об’єкт затиснутий

Механізм захоплювального пристрою є механізмом змінної структури, й тому його структурне дослідження проводиться для кожного стану окремо з використанням зовнішніх та внутрішніх структурних формул. За цими залежностями відокремлюються внутрішні ті зовнішні надлишкові зв’язки.

Структурний аналіз із визначенням НЗ виконують не за кінематичною схемою, а побудованій на її основі структурною схемою [12], за схемою з використанням графів [22], теорії гвинта [23], табличним способом [13], методом матроїдів [24] або матричним методом Девіса [23]. Пласкою структурною схемою може бути зображений любий механізм, у тому числі й просторовий [12].

Структурний аналіз захватного пристрою (рис. 3, а), побудованого на основі вище розглянутого механізму (рис. 2),

виконаний у два етапи за допомогою метода Озолса. З багатьох структурних формул [13] зручно користуватися формулою Озолса [12]

$$q = W + 6k - f, \quad (10)$$

яка дозволяє з'ясувати наявність НЗ і їх розташування за контурами механізму. Тут  $q$  - число НЗ,  $W$  - число ступенів свободи механізму,  $k$  - кількість незалежних контурів,  $f$  - загальна рухливість кінематичних пар.

Перший етап – об'єкт маніпулювання не затиснутий. Складна симетрична одношарова напіввідкрита з сімома базовими ланками структурна схема механізму (рис. 3, а) має десять рухомих ланок ( $n - 1 = 10$ ), п'ятнадцять з'єднань ( $p = 15$ ) і п'ять контурів ( $k = 5$ , п'ятого класу). Правильність побудови структурної схеми перевіряємо основною геометричною залежністю  $p = n + k - 1$  ( $15 = 11 + 5 - 1$ ).

Число ступенів свободи визначимо формулою [12]

$$W = c + b + d, \quad (11)$$

де  $c$  - число основних рухомостей (відповідає числу рушійних сил),  $b$  - число додаткових рухомостей (з урахуванням місцевих),  $d$  - число динамічних зв'язків. В механізмі одна ведуча ланка і одна рушійна сила, тому  $c = 1$ , додаткових рухомостей й динамічних зв'язків в схемі немає  $b = d = 0$ , тому  $W = 1$ . В схемі 14 однорухомих пар V класу й одна чотирьохрухома пара II класу (зубчаста передача) і загальна рухливість усіх 15 кінематичних пар складе  $f = 14 \cdot 1 + 1 \cdot 4 = 18$ .

За формулою (10) число НЗ складе  $q = 1 + 6 \cdot 5 - 18 = 13$ . Симетрична схема має чотири топологічно однакових контури, в яких утворюються по три НЗ. Ще один НЗ знаходиться в контурі 0-1-6. Можлива непаралельність й перекіс осей шарнірів і повзуна у контурах основних механізмів (0-1-2-3, 0-6-7-8) та паралелограмів (2-3-4-5, 7-8-9-10) створює внутрішнє скручування і вигин шатунів, і ці деформації будуть викликані не дією зовнішньої сили, а дією НЗ. Один НЗ в контурі зубчастої передачі 0-1-6 потребує точної паралельності осей шарнірів коліс.

Залишення більшості НЗ в схемі викличе натяги при складанні механізму, а при роботі – зношування та утворення зазорів у зчленуваннях.

Зменшення кількості НЗ може бути досягнуте збільшенням рухливостей кінематичних пар. На структурній схемі у дужках (рис. 3, в) позначені рекомендовані для заміни класи кінематичних пар, які не складні до виконання й дозволяють позбавитися НЗ у внутрішніх контурах. Для позбавлення НЗ в контурі із зубчастою передачею її можливо виконати з діжкоподібним зубом, що зменшить клас пари до першого. Сполуки подовжених шатунів 2 й 7 з кривошипями 1 і 6 та повзунами 3 і 8 виконані сферичними шарнірами III класу, а шарніри, якими вони сполучаються із затискними елементами 5 і 10 залишені однорухомими V класу. З'єднання коромисел 4 й 9 з повзунами 3 і 8

також виконані сферичними шарнірами III класу. У такій покращеній схемі загальна рухомість всіх пар тепер складе  $f = 8 \cdot 1 + 6 \cdot 3 + 1 \cdot 5 = 31$ , а внутрішні НЗ в схемі тепер відсутні  $q = 1 + 6 \cdot 5 - 31 = 0$ .

Другий етап – об'єкт маніпулювання затиснутий. Структура механізму змінилася (рис. 3, в) й накладені зовнішні в'язи між затискними елементами та об'єктом маніпулювання. При затисканні між об'єктом та затискними елементами накладаються зовнішні зв'язки, тому згідно [12], розглянемо два стани механізму: ізольовано від зовнішніх тіл, з якими він має зовнішні в'язи (ізольовано від об'єкта маніпулювання) і в робочому стані, коли діють зовнішні в'язи (об'єкт затиснутий). При діючих додатково накладених зовнішніх в'язях механізм має робочу рухомість  $W_p$ , при усунених зовнішніх в'язях механізм має фактичну рухомість  $W_\phi$ . Робоча рухомість  $W_p$  менша за фактичну  $W_\phi$  на кількість накладених зовнішніх в'язів. Одне положення механізму відповідає стану, коли об'єкт затиснутий, інше – вільному від об'єкта маніпулювання.

Для більш точного підрахунку кількості зовнішніх НЗ у механізмі із зовнішніми й неутримуючими в'язями використовується скорегована [19] зовнішня структурна формула:

$$q_a = S_a - [(W_\phi - W_p) + W_a - S_{ai}], \quad (12)$$

тут  $q_a$  – число зовнішніх НЗ,  $W_a$  – зменшення рухомостей зовнішніх тіл від дії зовнішніх в'язів,  $S_a$  – число зовнішніх в'язів,  $S_{ai}$  – число зовнішніх в'язів, які одночасно позбавляють рухливості зовнішнє тіло і усувають основну рухомість механізму [19].

Після затиску об'єкту маніпулювання  $\alpha$  механізм і зовнішнє тіло повністю втрачають рухомість  $W_p = 0$  і в схемі утворюється ще один незалежний контур 1-2-5- $\alpha$ -10-7-6. Якщо затискні елементи пласкі, а тертя між ними й об'єктом захвату достатнє і він не може рухатися відносно механізму, то у зовнішніх парах 5- $\alpha$  і 10- $\alpha$  за цих умов накладаються в'язі  $V^{1/2}$  класу, де одна геометрична в'язь здійснює одnobічне обмеження руху вздовж вісі  $y$ . Ще дві геометричні в'язі дозволяють передати 2 моменти навколо вісей  $z$  і  $x$ , та три голономних фрикційних в'язі [25], що передають 2 сили вздовж осей  $z$  і  $x$  і момент навколо вісі  $y$ .  $S_{ai} = 1$  – одна загальна в'язь одночасно позбавляє рухливості об'єкт маніпулювання і усуває основну рухомість механізму.

Кількість зовнішніх НЗ за залежністю (12) складе:  $q_a = 11 - [(1-0) + 6 - 1] = 5$ , з них три НЗ обмежують передачу сил уздовж осей  $x$  і  $z$  й передачу моменту навколо осі  $y$  та утворюються фрикційними голономними в'язями. Було б достатньо, щоб ці фрикційні в'язі накладав один затискний елемент захвату. Решта два, з виявлених зовнішніх НЗ, вимагають дотримання у двох взаємно перпендикулярних площинах паралельності поверхонь затискних елементів і бічних поверхонь об'єкту. Для їх нейтралізації без зміни

форми контактуючих поверхонь доцільно введення в схему розвантажувального з'єднання, яке компенсує можливі перекося при затиску об'єкта. Таким з'єднанням може бути сферична пара 5 –11 (рис. 3, в, праворуч), після введення якої її самовстановлення компенсує можливу непаралельність бічних сторін об'єкту. Ці НЗ особливо небезпечні тим, що їх дія при затисканнях має багаторазовий динамічний характер і створює два реактивних моменти, які не викликані дією сил затиску.

Структурна схема механізму захвата, яка позбавлена шкідливих НЗ представлена на рис. 3, в. Фактична рухомість механізму перед накладенням зовнішніх в'язів і після введення розвантажувального з'єднання складе  $W_{\phi}=1+3=4$ , де до основної рухомості додаються три місцевих рухливості ланки 11. Кількість зовнішніх НЗ суттєво зменшалась  $q_a = 12 - [(4-0)+6]=2$ , а залишені два голономних зовнішніх НЗ, що подвійно обмежують переміщення об'єкта затиску за двома координатами у площині  $zOy$ , не шкідливі - зменшують питомий тиск контакту та підвищують вантажопідйомність механізму захвата.

Виконаний за запропонованою поліпшеною схемою захоплювальний пристрій, де внутрішні НЗ відсутні, а кількість зовнішніх надлишкових зв'язків мінімальне, має безумовно, більш високу надійність експлуатації.

**Висновки.** Проведений якісний і кількісний аналіз різних схем центральних прямолінійно-напрямних кривошипно-повзункових механізмів за критерієм енергетичного індексу передачі руху, а також виконано оптимальний синтез захоплювального пристрою за результатами проведеного аналізу.

Запропоновано практичні рекомендації щодо вибору схеми, розташування ланок механізму, коефіцієнтів їх відносних розмірів для центрального прямолінійно-напрямого кривошипно-повзункового механізму захоплювача.

Виконаний енергетичний синтез геометричних параметрів прямолінійно-напрямних кривошипно-повзункових механізмів захоплювального пристрою за критерієм найменшого відхилення від одиниці швидкісної функції.

У результаті аналізу відомих схем центральних прямолінійно-напрямних кривошипно-повзункових механізмів визначено схему, яка найбільш відповідає критерію енергетичного індексу передачі руху на прямолінійній ділянці наближення. Для цієї схеми і побудованого на її основі механізму захоплювача існують значення відносних параметрів довжин ланок і діапазон повороту кривошипа, за яких відхилення від критерію оптимізації мінімальне й задовольняють обмеження за кутами тиску.

Проведений структурний аналіз захоплювального пристрою виконаного на основі спареного кривошипно-повзункового механізму

змінної структури з внутрішніми та зовнішніми в'язями. Здійснений поконтурний аналіз, пошук й усунення у внутрішніх контурах та зменшення кількості шкідливих надлишкових зв'язків у зовнішньому контурі механізму.

Розроблені практичні рекомендації щодо зміни рухливостей кінематичних пар для усунення всіх надлишкових зв'язків у внутрішніх контурах та введення самоустановлювального розвантажувального з'єднання у зовнішній контур механізму.

### Список використаних джерел

1. Механика промышленных роботов: учеб. пособие для вузов: в 3 кн. Кн. 2: Расчет и проектирование механизмов / Е. И. Воробьев, О. Д. Егоров, С. А. Попов. М: Высшая школа, 1988. 367 с.
2. Артоболовский И. И. Механизмы в современной технике: в 7 т. М: Наука, 1971. т. 2 : Рычажные механизмы. 560 с.
3. Кожевников С. Н., Есипенко Я. И., Раскин Я. М. Механизмы. Москва : Машиностроение, 1965. 1059 с.
4. Крайнев А. Ф. Словарь-справочник по механизмам. М: Машиностроение, 1987. 560 с.
5. Боренштейн Ю. П. Исполнительные механизмы захватывающих устройств. Ленинград : Машиностроение, 1982. 302 с.
6. Челпанов И. Б., Колпашников С. Н. Схваты промышленных роботов. Ленинград : Машиностроение, 1989. 287 с.
7. Monkman G. J., Hesse S., Steinmann R., Schunk H. Robot grippers. Weinheim: Wiley-VCH, 2007. 463 p. DOI: <https://doi.org/10.1002/9783527610280>
8. Кіницький Я. Т., Харжевський В. О., Марченко М. В. Синтез важільних механізмів із зупинкою вихідної ланки на базі напрямних механізмів: монографія. Хмельницький, 2013. 432 с.
9. Кіницький Я. Т., Міняйло П. В. Кінематика важільних механізмів із зупинкою вихідної ланки, одержаних на базі прямолінійно-напрямого кривошипно-повзунного механізму. Вісник ХНУ. 2017. Iss. 3. С. 14–17.
10. Кіницький Я. Т., Трасковецька Л. М., Міняйло П. В. Дослідження якісних кінематичних характеристик важільних механізмів із зупинкою вихідної ланки, одержаних на базі прямолінійно-напрямого кривошипно-повзунного механізму. Вісник ХНУ. 2018. Iss. 3. С. 12–15.
11. Погребняк Р. П. Структурний аналіз і кінематичний синтез спареного стрижньового кулісного механізму захвата робота. Підйомно-транспортна техніка. 2017. № 4 (56). С. 57–66.
12. Озол О. Г. Основы конструирования и расчета механизмов. Рига: Звайгзне, 1979. 360 с.
13. Reshetov L. Self-Aligning Mechanisms: Reference book. Transl. from Russian by L. Sachs. Moscow: Mir, 1986. 528 p.



14. Robot Grippers (International trends in manufacturing technology). Ed. by Pham D. T., Haginbotham W. B. Bedford: IFS, 1986. 443 p.
15. Shintake J., Cacucciolo V., Floreano D., Shea H. Soft Robotic Grippers. *Advanced Materials*. 2018. P. 1–33. DOI: [https://doi:10.1002/adma.201707035](https://doi.org/10.1002/adma.201707035)
16. Tai K., El-Sayed A.R., Shahriari M., Biglarbegian M., Mahmud S. State of the Art Robotic Grippers and Applications. *Robotics*. 2016. Vol. 5. Iss. 11. P. 1–20. DOI: [https://doi:10.3390/robotics5020011](https://doi.org/10.3390/robotics5020011)
17. Погребняк Р. П. Повторювані зв'язки у схемах стрижньового повзунно-шатунного механізму захоплювального пристрою. *Наука та прогрес транспорту*. 2018. № 4 (76). С. 81–88. DOI: <https://doi.org/10.15802/stp2018/140547>
18. Погребняк Р. П. Пошук та усунення надлишкових зв'язків у захоплюючих пристроях (захоплювачах) механізмів маніпуляторів. *Металургійна і гірничорудна промисловість*. 2015. № 7 /296. С. 91–95.
19. Pogrebnyak R. P. Structural analysis and rational design parallelogram arm gripping device. *Theory and practice steel industry*. 2015. № 1/2. С. 123–125.
20. Погребняк Р. П. Структурний аналіз і кінематичний синтез стрижньового кулісного механізму захвата. *Підйомно-транспортна техніка*. 2017. № 2(54) С. 47–56.
21. Lanni C., Ceccarelli M. An Optimization Problem Algorithm for Kinematic Design of Mechanisms for Two-finger Grippers. *The Open Mechanical Engineering Journal*. 2009. Vol. 3. Iss. 1. P. 49–62.
22. Lu, Yi, Ye, NJ, Lu, Yang. Analysis and determination of associated linkage, redundant constraint, and degree of freedom of closed mechanisms with redundant constraints and/or passive degree of freedom. *ASME Journal of Mechanical Design*. 2012. Vol. 134. Iss. 6. P. 1–9. DOI: [https://doi:10.1115/1.4006525](https://doi.org/10.1115/1.4006525)
23. Davies T. Freedom and constraint in coupling networks. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*. 2006. Vol. 220, No. 7. P. 989–1010. DOI: [https://doi:10.1243/09544062C09105](https://doi.org/10.1243/09544062C09105)
24. Carboni A.P., Simas H., Martins D. Analysis of Self-aligning Mechanisms by Means of Matroid Theory. In *Multibody Mechatronic Systems*. MuSMe 2017. Mechanisms and Machine Science, Springer, Cham. 2017. Vol 54. P. 61–73. DOI: [https://doi.org/10.1007/978-3-319-67567-1\\_6](https://doi.org/10.1007/978-3-319-67567-1_6)
25. Schlenoff C., Balakirsky S., Christensen H. Robust grasp preimages under unknown mass and friction distributions. *Integrated Computer-Aided Engineering*. 2018. Vol. 25. Iss. 2. P. 99–110. DOI: [https://doi:10.3233/ICA-180568](https://doi.org/10.3233/ICA-180568)



---

## RATIONAL KINEMATIC SYNTHESIS AND STRUCTURAL ANALYSIS OF THE GUIDE BEARING CENTRAL SLIDE-CRANK MECHANISM OF THE GRIPPING DEVICE

Pohrebniak R.

*Dnipro State Agrarian and Economic University*

***Abstrakt.** The design of mechanisms with different gripping devices providing a constant clamping force of objects of various thicknesses with a constant drive power and minimal energy costs can be performed by the criterion energy index of motion transfer (EIMT). On its basis the analysis of the known straight-guiding central crank-slider mechanisms with an extended connecting rod is carried out according to the criterion of the smallest deviation from the one EIMT. It was found that the practical use of main part of these mechanisms according to this criterion is extremely limited or impossible. Using optimized synthesis of kinematic equations, it was obtained the only values of the relative parameters and the rotation ranges of the leading crank for the straight-guiding central crank-slider mechanism with an extended connecting rod that best meet the optimization criterion and satisfy the restrictions for pressure angles. Based on the optimal parameters of the straight-guiding central crank-slider mechanism a paired parallelogram eleven-link mechanism is proposed that provides the rectilinear movement of the gripping elements with a constant speed and constant clamping force which is equal to the nominal driving force of the drive.*

*Practical recommendations are suggested for choosing a scheme, relative sizes and arrangement of links of the straight-guiding central crank-slider mechanism of the gripping mechanism that corresponds to the requirements of the optimization criterion and limits of the permissible pressure angles.*

*Structural analysis of the coupled crank-slider mechanism of the gripping device as a mechanism of a variable structure with internal and external connections. It is performed contour analysis, search and elimination of useless repeated connections in the internal and external contour of the mechanism. Reduced number of harmful repetitive connections in the external contour of the mechanism. Practical recommendations have been developed on changing the mobilities of kinematic pairs to eliminate all repeated connections in the internal contours of the mechanism. To reduce the number of harmful repeated connections, the introduction of a self-aligning unloading connection into the external contour of the mechanism is proposed.*

**Keywords:** *mechanical gripping device; guiding mechanism; energy index of motion transfer; pressure angle; mobility of mechanism; repeated connections; external connections*

УДК 621.86.

DOI: 10.15276/pidtt.1.68.2023.06

Михайлов Є. П., Вудвуд О. М., Сивокінь С. В., Швець Б. Р.

*Національний університет «Одеська політехніка»*

## ДОСЛІДЖЕННЯ АЛГОРИТМІВ ТА ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ НАВІГАЦІЇ МОБІЛЬНИХ РОБОТІВ ЗА ДОПОМОГОЮ КОМП'ЮТЕРНОГО МОДЕЛЮВАННЯ

***Анотація.** Проведений аналіз існуючих засобів проектування та моделювання навігаційних систем мобільних роботів. Показано, що проведення дослідження алгоритмів та обладнання для навігації мобільних роботів в умовах проведення дистанційних занять з використанням комп'ютерного моделювання може бути здійснено за допомогою програмного симулятора UnoArduSim. Цей симулятор має широкі можливості з моделювання обладнання, яке може бути застосовано для навігації мобільних роботів. Наведені приклади створення моделей роботів для дослідження алгоритмів та обладнання для навігації мобільних роботів створення стендів при проведенні лабораторних та практичних занять.*

***Ключові слова:** мобільний робот, навігація, симуляція, дистанційне навчання, дослідження алгоритмів, дослідження обладнання.*

### **Вступ**

В умовах, коли все частіше застосовується дистанційне навчання, розробка інструментів для проведення практичних і лабораторних занять без використання робототехнічних пристроїв або лабораторних стендів стає все більш актуальною. Для проведення практичних та лабораторних занять потребується відповідне устаткування та програмне забезпечення. Тому проведення таких занять у дистанційному режимі є вкрай проблематичним. Одним із можливих рішень цієї задачі є використання засобів для комп'ютерного моделювання, що дозволяє проводити дослідження робототехнічних пристроїв у віртуальному середовищі. Таке програмне забезпечення забезпечує реалістичну симуляцію поведінки роботів і дозволяє студентам експериментувати з різними сценаріями та тестувати свої програми безпосередньо у домашніх умовах. Щоб використовувати це програмне забезпечення для дистанційного навчання, треба заздалегідь створювати відповідні завдання, які студенти можуть виконувати дистанційно за допомогою своїх комп'ютерів.

У роботі розглянуті можливості використання симулятора

UnoArduSim для створення засобів, які дають можливість проведення практичних та лабораторних занять для дослідження засобів навігації мобільних роботів на основі апаратно-програмного комплексу Arduino.

### **1. Аналіз існуючих засобів навігації мобільних роботів**

Важливою задачею, яку найчастіше треба вирішувати при використанні автономних мобільних роботів (AMR) та автоматизованих транспортних засобів (AGV) є переміщення вантажу у відповідну позицію складу згідно з відповідною траєкторією. Таке переміщення мобільних роботів здійснюється за допомогою різних систем навігації, які здійснюють функцію прокладення раціональних маршрутів для переміщення і орієнтування транспортного засобу. Ця система здійснює також визначення положення з заданою точністю, завдяки чому виконує функцію позиціонування мобільного робота. [1-3].

Системи навігації поділяють на персональну, локальну та глобальну.

Персональна система навігації здійснює визначення положення транспортного засобу або його частин, наприклад, робочого органу маніпулятора, відносно зовнішніх предметів.

Локальна система навігації визначає координати транспортного засобу відносно деякої точки (за звичай стартової), що важливо для переміщення у визначених приміщеннях, наприклад, у складах.

Глобальна система навігації здійснює визначення абсолютних координат робота при переміщенні за допомогою зовнішніх засобів навігації (наприклад GPS), що важливо при переміщенні по довгим маршрутам.

Розглянемо існуючі засоби комп'ютерного проектування та моделювання мобільних роботів [4].

Програмний засіб Microsoft Robotics Developer Studio (MRDS) корпорації Microsoft призначений для створення програмного забезпечення та моделювання роботів і різних роботизованих механізмів. Цей засіб дає можливість створювати заготовки програмних модулів, які можна перепрограмувати в залежності від встановленого завдання. MRDS включає в себе спеціальну програмну модель для створення програм керування, а також набір візуальних та симуляційних інструментів, які можуть знадобитись при складанні програмного забезпечення для роботів.

Недоліком MRDS є обмежена кількість прикладів симуляції роботів, що обмежує її використання для дистанційного навчання. Крім того корпорація Microsoft припинила підтримку MRDS.

Серед засобів моделювання мобільних роботів можна виділити віртуальну платформу для експериментального дослідження роботів CoppeliaSim / V-REP (Virtual Robot Experimentation Platform), яка має

широкі можливості з моделювання роботів різного типу, починаючи від стаціонарних та мобільних роботів і закінчуючи плаваючими та літаючими. Але ця платформа дає можливість моделювання без урахування системи керування, яку використовують мобільні роботи.

Серед засобів моделювання систем керування можна відмітити симулятор контролера Arduino UnoArduSim [5], який дає можливість здійснити виконання програми в реальному часі, використовуючи програмні моделі різних елементів апаратно-програмного комплексу Arduino. При цьому є можливість перегляду ходу виконання програми.

UnoArduSim містить набір віртуальних засобів вводу/виводу, включаючи різні інформаційні та виконавчі пристрої, які можна налаштувати і підключати до віртуального Arduino.

## **2. Дослідження можливості застосування симулятора UnoArduSim для моделювання засобів навігації мобільних роботів**

Апаратно-програмний комплекс Arduino [6] представляє собою набір апаратних та програмних засобів, пристосованих для побудови нескладних систем промислової автоматики і робототехніки. Програмна частина складається з безкоштовної програмної оболонки для написання програм, з використанням спрощеної версії мови C, її компіляції і програмування апаратури. Апаратна частина являє собою набір готових інформаційних та виконавчих пристроїв .

Повністю відкрита архітектура системи дозволяє вільно копіювати або доповнювати лінійку продукції Arduino. Наявність великої кількості документації значно спрощує використання апаратно-програмного комплексу Arduino [6-8].

Існує досить велика кількість засобів проектування пристроїв на основі комплексу Arduino, але найбільші можливості для моделювання апаратних та програмних компонентів надає симулятор UnoArduSim.

На рис. 1 наведений інтерфейс програми UnoArduSim з досить великим набором пристроїв, які можна використовувати для проектування.

Розглянемо основні складові симулятора UnoArduSim [8-10]. Основне меню програми містить різні розділи, в яких є інструменти для вибору елементів пристроїв автоматизації, а також для створення, редагування та виконання програми керування з можливістю перегляду значень змінних та сигналів на входах та виходах. Вибір елементів для системи керування здійснюється за допомогою вікна 'I/O Devices' (Пристрої введення/виведення ) у закладці Configure (рис. 2), де обираються потрібні елементи та встановлюється їх кількість.

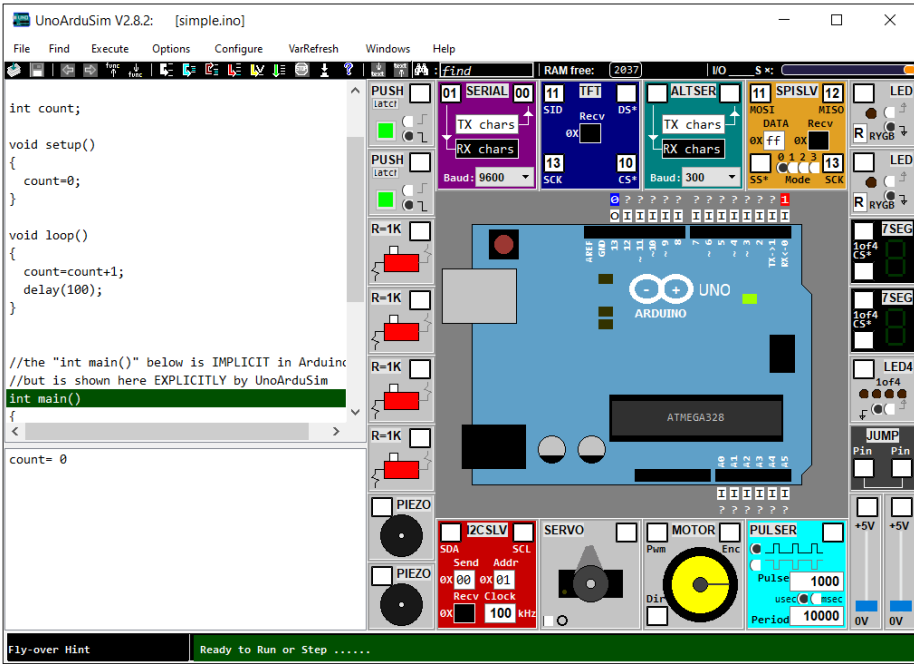


Рисунок - 1. Інтерфейс програми UnoArduSim

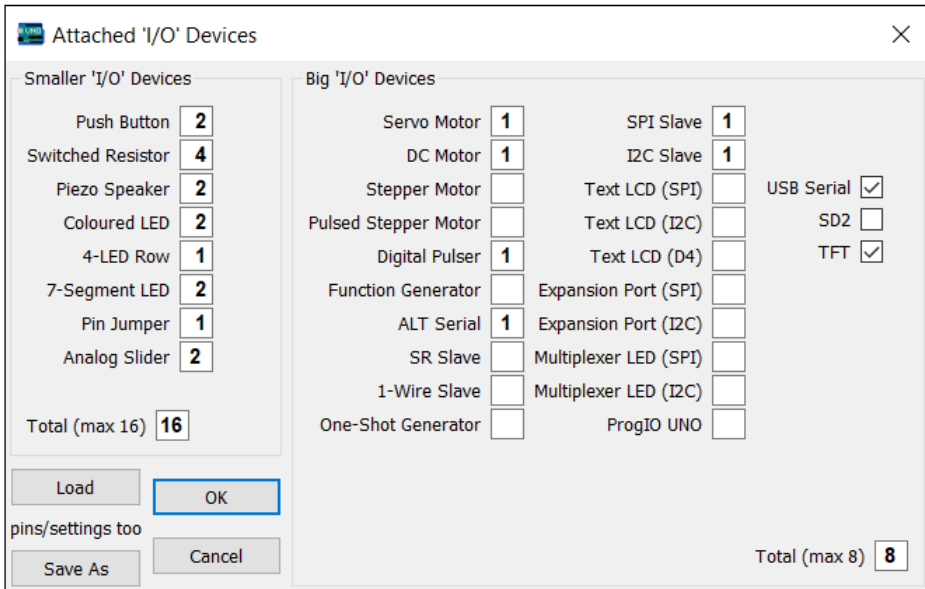


Рисунок - 2. Вікно вибору пристроїв введення/виведення

Для введення цифрових та аналогових сигналів використовують пристрої Switched Resistor (комутований резистор) та Analog Slider (аналоговий слайдер), Симулятор UnoArduSim може також використовувати різні виконавчі пристрої, а саме, сервомотори, двигуни постійного струму та крокові двигуни (рис. 3).

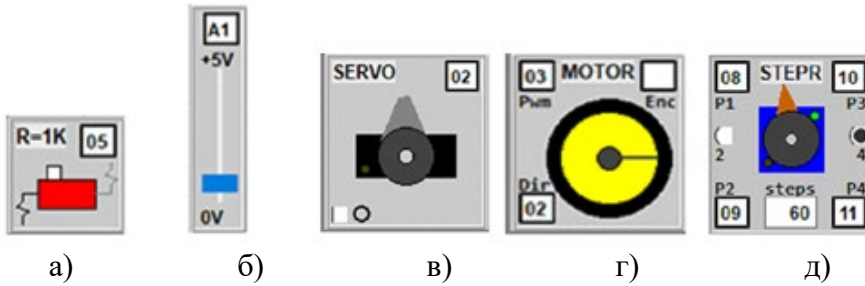


Рисунок - 3. Пристрої введення сигналів, комутований резистор (а), аналоговий слайдер (б), виконавчі пристрої (пристрої виведення), сервомотор (в), двигун постійного струму (г), кроковий двигун (д)

Комутований резистор, шляхом клацання мишкою підключає резистор, який підключений до цифрового входу, на землю або на живлення, що відповідає підключенню до входу сигналу 0 або 1.

Аналоговий слайдер, це повзунковий потенціометр 0-5 В, який може бути підключений до будь-якого обраного цифрового або аналогового входу. При зчитуванні з аналогового входу командою `analogRead()` у залежності від положення повзунка отримаємо значення від 0 до 1023.

Є можливість використовувати для емуляції ультразвукового сенсора вимірювання відстані елемент One Shot Generator (Генератор одного імпульсу), який може згенерувати імпульс вказаної полярності та тривалості. Запуск здійснюється позитивним або негативним фронтом, крім того встановлюється затримка вихідного імпульсу (рис. 4).

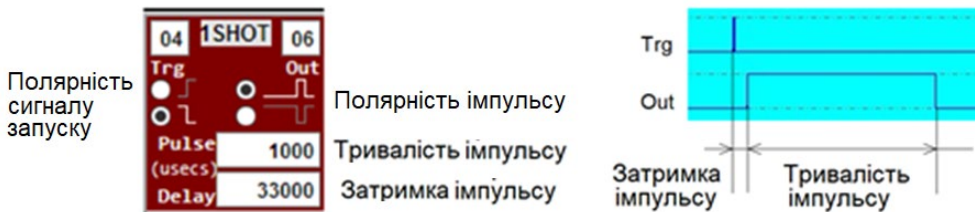


Рис. 4. One Shot Generator (Генератор одного імпульсу)

Можливості створення моделей інформаційних пристроїв розглянемо далі.

Servo Motor (сервомотор) управляється ШІМ сигналом, в залежності від скважності ШІМ сигналу вал приймає певний кут від 0 до 180 градусів. Сервомотори використовують скрізь, де потрібно здійснити поворот на певний кут, наприклад, для повороту ланки маніпулятора. Для керування сервомотором використовується бібліотека `Servo`.

DC Motor (двигун постійного струму) здійснює емуляцію електродвигуна постійного струму. Швидкість обертання



встановлюється за допомогою сигналу з широтно-імпульсною модуляцією, що подається на вхід Pwm. Напрямок обертання встановлюється на вході Dir. На вихід Enc поступають сигнали з умонтованого енкодера (імпульсного датчика переміщення), що видає 8 імпульсів на одне обертання.

Stepper Motor (кроковий двигун), у вікні steps виставляється кількість кроків на один оборот ротора. Є два варіанти: двох фазний і чотирьох фазний, які перемикаються шляхом встановлення галочки над двійкою або над четвіркою. Відповідно будемо мати активний двофазний варіант з підключенням до контактів P1 і P2, якщо вибрати чотирьох фазний, то відповідно будуть додані ще два контакти P3 і P4. Обертається за рахунок зміни полярності, при кожній зміні полярності відбувається переміщення ротора на один крок. Параметр steps встановлює кількість кроків на одне обертання. Для керування кроковим двигуном використовується бібліотека Stepper.

Детальний опис усіх пристроїв введення/виведення наведений у закладці Help / Full Help.

У склад останньої версії UnoArduSim входить симулятор робота-маніпулятора Q2WDBotSim, за допомогою якого можна здійснити дослідження переміщення робота-маніпулятора з використанням сенсорів відстані, одометрії та визначення контрастної смуги за допомогою системи керування на основі апаратно-програмного комплексу Ардуіно [9]. На рис. 5 наведене вихідне вікно симулятора Q2WDBotSimV3.1 з ігровим полем Seek And Score та симулятором мобільного робота з маніпулятором на основі роботизованого комплекту DFRobot 2WD.

Налагодження вікна здійснюється за допомогою меню Configure.

Пункт меню Configure / Wire Up Pins можна використовувати для відкриття діалогового вікна, де наведено підключення виконавчих пристроїв та сенсорів (рис. 6).

Для переміщення візка робота використовується диференційний привод з редукторними двигунами постійного струму, кожен з яких має контакти напрямку обертання, відповідно Left Motor Direction для лівого та Right Motor Direction для правого, та швидкості обертання за допомогою широтно-імпульсної модуляції, відповідно Left Motor PWM для лівого та Right Motor PWM для правого. Колісна база (відстань між колесами) складає 14 см.

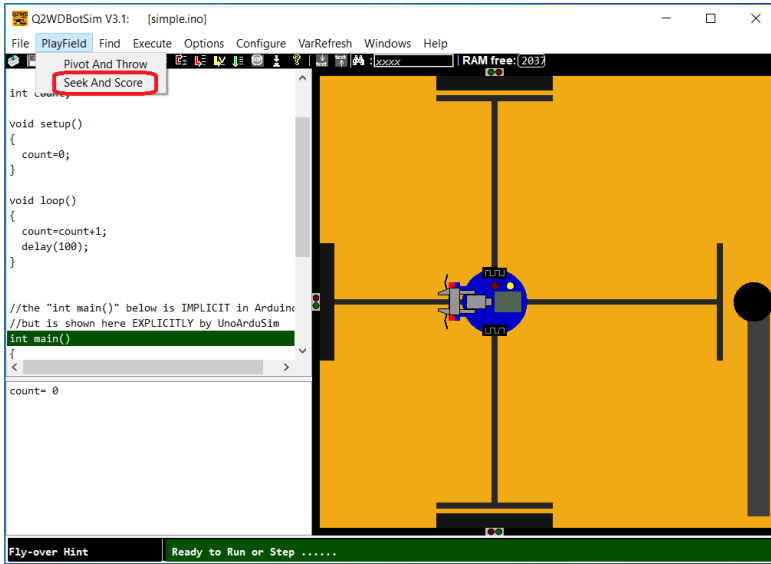
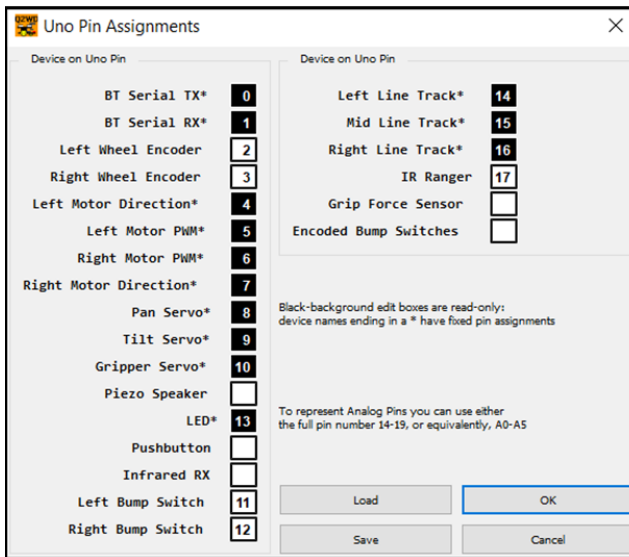


Рисунок - 5. Вихідне вікно симулятора Q2WDBotSimV3.1



а)

б)

Рисунок – 6. Діалогове вікно підключення виконавчих пристроїв та сенсорів

Для визначення шляху або швидкості переміщення на колесах встановлені енкодери лівого та правого колес, відповідно, Left Wheel Encoder та Right Wheel Encoder. Якщо для підрахунку використовувати переривання, та використовуються такі переривання, для лівого колеса int.0, для правого int.1. Колісні енкодери, мають 10 зубців на оборот, які створюють 20 змін цифрового рівня за оборот колеса на



підключеному цифровому вході. Оскільки умовна окружність колеса моделі дорівнює 20,5 см, маємо на одне спрацювання енкодера переміщення на 1,025 см.

Для визначення відстані до перешкод у напрямку руху встановлений інфрачервоний сенсор (IR Ranger), що вимірює відстань та видає аналогову напругу, нелінійну залежно від відстані до перешкоди. На рис. 7 наведений інфрачервоний сенсор фірми SHARP GP2Y0A21YK0F та залежність його вихідного сигналу від відстані.

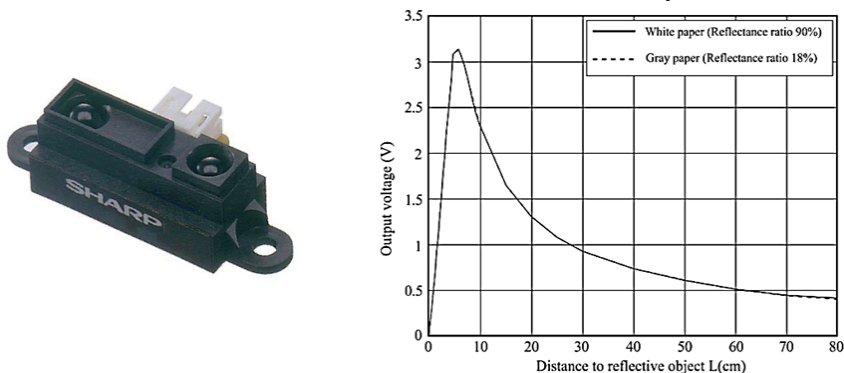


Рисунок – 7. Інфрачервоний сенсор фірми SHARP GP2Y0A21YK0F та залежність його вихідного сигналу від відстані

Для переміщення вздовж смуги встановлений пристрій відстеження лінії LFM Line Tracker (рис. 8). Цей пристрій спрямований вниз та видає 3 аналогові вихідні напруги від трьох активних відбиваючих інфрачервоних сенсорів, лівий, середній та правий (Left Line Track, Mid Line Track, Right Line Track). Вироблена напруга над темною лінією становить приблизно 1,5 вольт, а над світлим фоном підлоги – близько 2,5 вольт. У Q2WDBotSim встановлений рівень для функції analogRead(), що дорівнює 600 на світлому фоні підлоги і 400 над темними лініями підлоги.

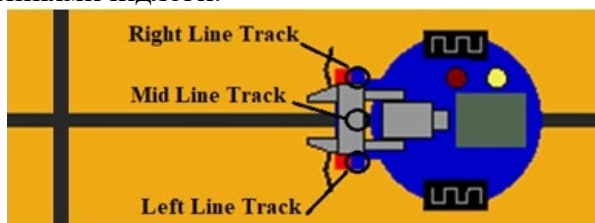


Рисунок – 8. Сенсор відстеження лінії

Розглянутий аналіз симулятора UnoArduSim показують, що можливості комп'ютерного моделювання у даному випадку обмежуються персональною та локальною навігацією.

Далі розглянемо можливості використання цього симулятора для дистанційного дослідження робототехнічних пристроїв під час проведення лабораторних та практичних занять.

### 3. Дослідження засобів навігації мобільних роботів

Розглянемо, як можна здійснити комп'ютерне моделювання та дослідження засобів навігації мобільних роботів [10].

Визначимо можливості створення засобів навігації на основі датчиків відстані.

Як було показано раніше, модель мобільного робота у симуляторі робота-маніпулятора Q2WDBotSim має інфрачервоний сенсор відстані, що дає можливість провести дослідження його параметрів та можливості використання для локальної навігації.

Спочатку визначимо, як знайти залежність сигналу на виході інфрачервоного сенсора від відстані до перешкоди.

Розроблена програма для визначення залежності сигналу на виході інфрачервоного сенсора від відстані до перешкоди. У програмі робот-маніпулятор здійснює переміщення від лівого краю поля у зворотному напрямку віддаляючись від перешкоди. Шлях переміщення визначається за допомогою енкодера одного з коліс. Через кожні 5 спрацювань енкодера здійснюється вимірювання показників інфрачервоного сенсора, які надсилаються на 'BT' Monitor.

Результат виконання програми визначення залежності сигналу на виході інфрачервоного сенсора від відстані до перешкоди показаний на рис. 9.

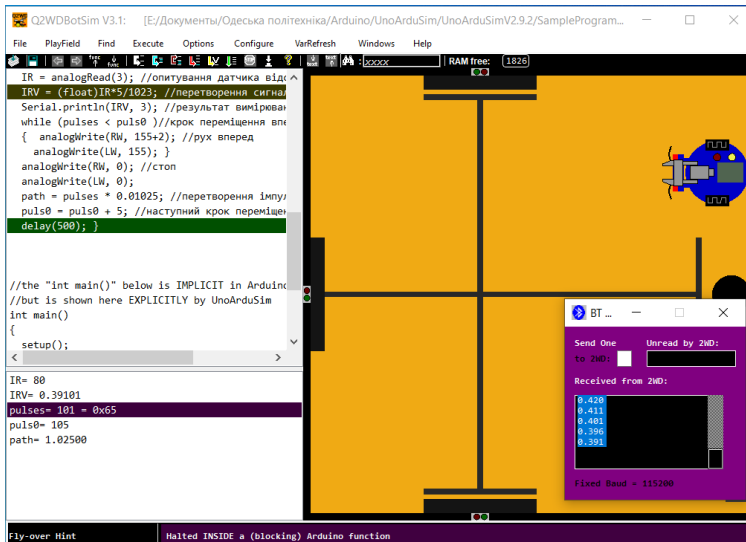


Рисунок – 9. Визначення залежності сигналу на виході інфрачервоного сенсора від відстані до перешкоди

Після того, як робот-маніпулятор пройде усю відстань від краю до краю, результат вимірювань можна скопіювати та зробити графік залежності сигналу на виході інфрачервоного сенсора від відстані до перешкоди, як це показано на рис. 10.

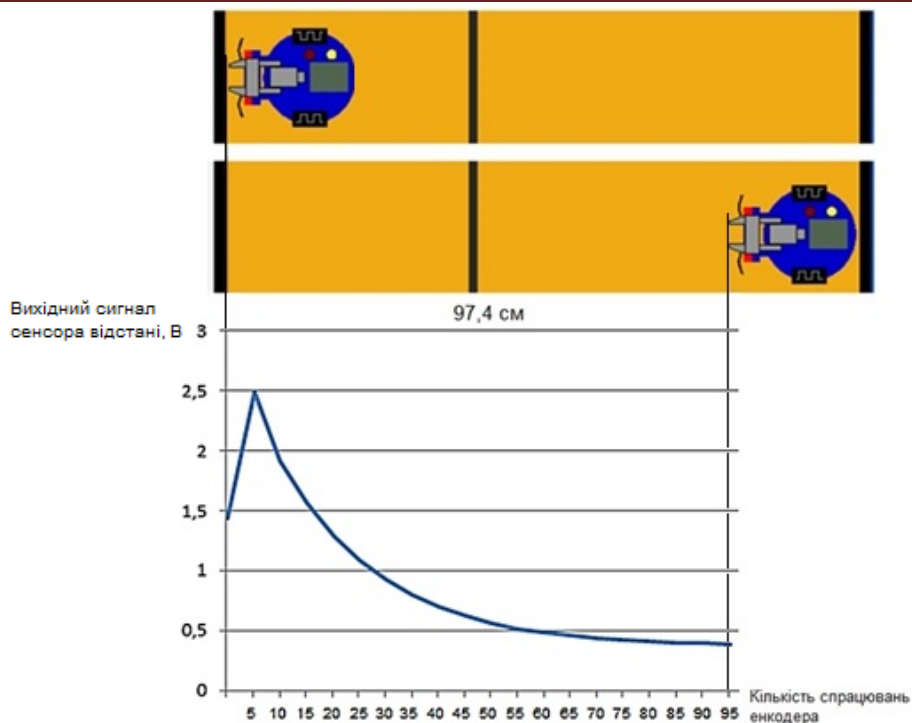


Рисунок – 10. Залежність сигналу на виході інфрачервоного сенсора від відстані до перешкоди

Отримані дані показують, що залежність сигналу на виході інфрачервоного сенсора від відстані до перешкоди емулятора робота-маніпулятора близька до реальної залежності для сенсора, наведеної на рис.7.

Розглянемо можливість створення моделі ультразвукового сенсора відстані. У складі комплексу Arduino використовується ультразвуковий сенсор HC-SR04. Схема підключення та принцип роботи сенсора наведені на рис. 11.

Сенсор має такі параметри: кут огляду 15 градусів; відстань вимірювання від 0,03 до 5 м; для відстані від 0,03 до 0,6 м похибка складає 3 мм; для відстані від 0,6 до 5 м похибка збільшується.

Сенсор має 4 виводи: VCC: "+" живлення; TRIG (T): вивід вхідного сигналу; ECHO (R): вивід вихідного сигналу (Довжина сигналу залежить від відстані об'єкта до датчика); GND: "-" живлення (земля).

Принцип роботи сенсора можна умовно розділити на 4 етапи.

1. Подається імпульс запуску тривалістю 10 мкс, на вивід Trig.
2. У середині далекоміра вхідний імпульс перетворюється в 8 імпульсів частотою 40 КГц і надсилається вперед через випромінювач "Т"
3. Дійшовши до перешкоди, послані імпульси відбиваються і поступають на приймач "R", внаслідок чого отримуємо вихідний

сигнал на виводі Echo, тривалість якого пропорційна відстані до об'єкту.

4. Отриманий сигнал перетворюється в відстань за формулою:  

$$\text{тривалість імпульсу (мкс)} / 58 = \text{дистанція (см)}.$$

Для отримання результату у міліметрах треба спочатку помножити тривалість імпульсу на 10.

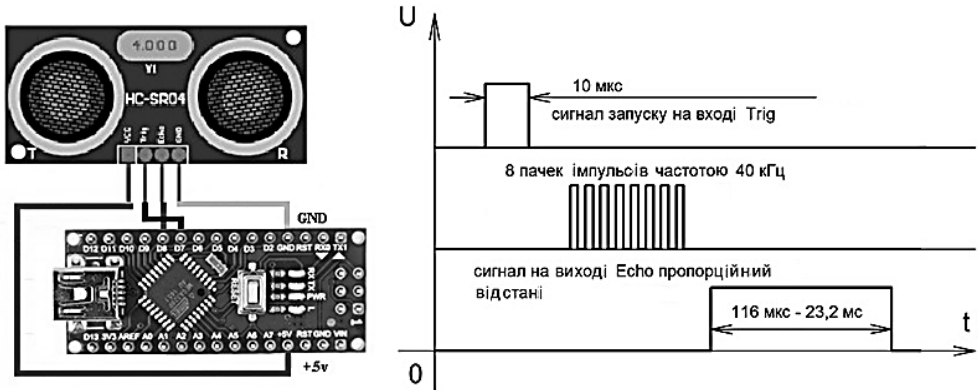


Рисунок – 11. Схема підключення (а) та принцип роботи (б) ультразвукового сенсора HC-SR04

Далі розглянемо, як можна використовувати інфрачервоний сенсор для визначення перешкод.

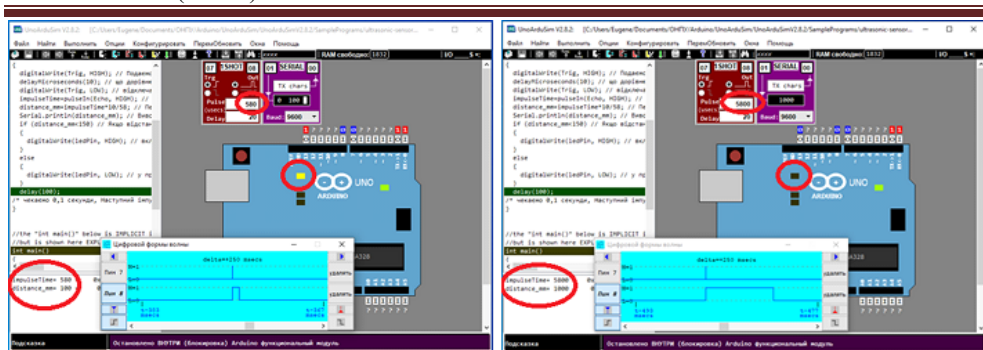
Як було вказано раніше для емуляції ультразвукового сенсора вимірювання відстані можна використовувати елемент One Shot Generator (Генератор одного імпульсу), який може згенерувати імпульс вказаної полярності та тривалості.

Модель ультразвукового сенсора, створена за допомогою UnoArduSim наведена на рис. 12.

Розроблений приклад програми, яка визначає відстань до перешкоди у міліметрах. Якщо ці відстань менша, ніж 150 мм (або тривалість імпульсу 870 мкс), вмикається світлодіод на контролері (вивід 13).

Тривалість імпульсу встановлюється у віконці “Pulse”, після чого запускається виконання програми та відслідковується реакція на зміну тривалості імпульсу (відстані до перешкоди).

Якщо відстань менша вказаної, світлодіод на виході 13 вмикається (рис. 12, а), якщо більша, світлодіод на виході 13 вимикається (рис. 12, б).



а)

б)

Рисунок – 12. Модель ультразвукового сенсора HC-SR04, створена за допомогою UnoArduSim

Виявлення перешкод можна використовувати для зміни напрямку руху після визначення перешкоди. Модель відповідного мобільного робота, створена за допомогою UnoArduSim, складається з ліфференційного проивоуду з двома двигунами постійного струму та ультразвукового сенсора відстані (рис. 13).

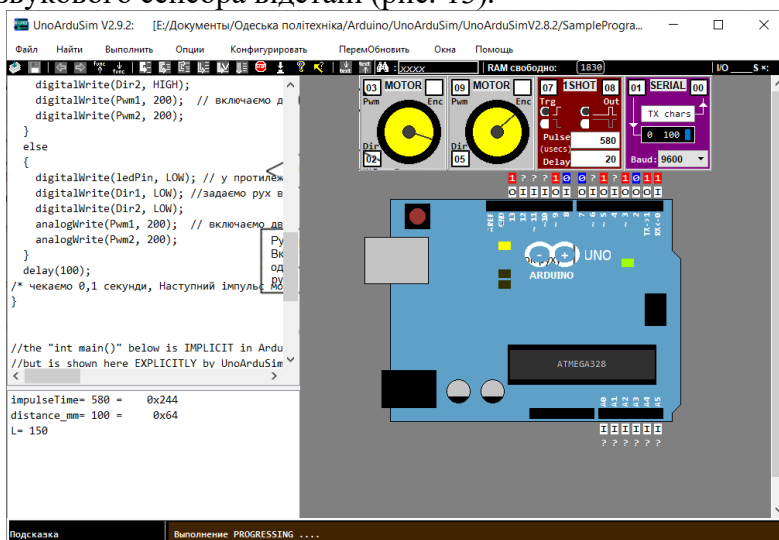


Рисунок – 13. Модель мобільного робота, що здійснює зміну напрямку руху після визначення перешкоди

Блок-схема алгоритму зміни напрямку руху у випадку визначення перешкоди наведений на рис. 14. Якщо відстань до перешкоди більше вказаної, здійснюється рух вперед, якщо менша, то здійснюється поворот на місці, поки відстань до перешкоди знову не стане більше вказаної, після чого здійснюється рух вперед.

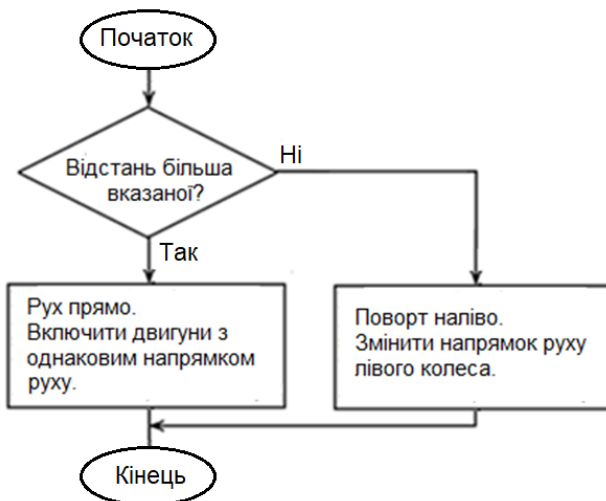


Рисунок – 14. Блок-схема алгоритму зміни напрямку руху у випадку визначення перешкоди

Аналогічна програма для зміни напрямку руху після визначення перешкоди була створена для робота-маніпулятора Q2WDBotSim (рис. 15).

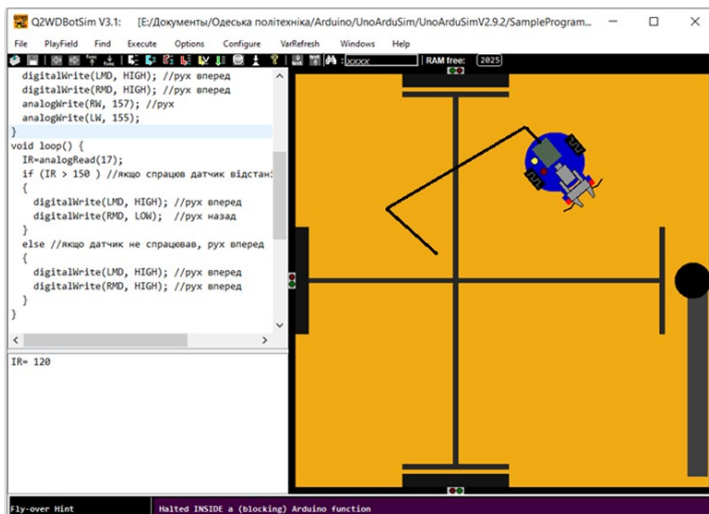


Рисунок – 15. Виконання програми зміни напрямку руху у випадку визначення перешкоди для робота-маніпулятора Q2WDBotSim

Для робота-маніпулятора Q2WDBotSim була створена програма маршрутослідування з використанням пристрою відстеження лінії LFM Line Tracker, наведений на рис. 8, що дає можливість здійснювати переміщення вздовж темної смуги. При спрацюванні обох датчиків робот зупиняється для вирішення подальших дій. Блок-схема алгоритму маршрутослідування наведена на рис. 16.

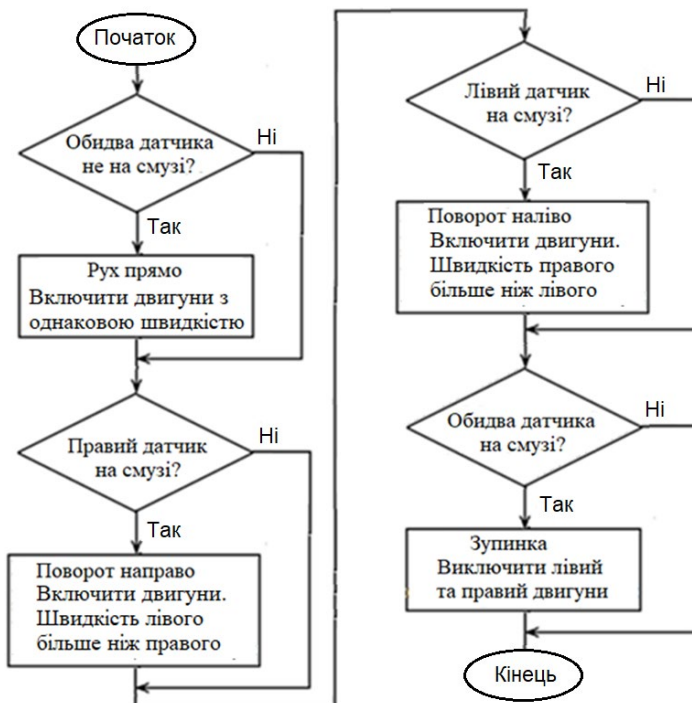


Рисунок – 16. Блок-схема алгоритму маршрутослідування для робота-маніпулятора Q2WDBotSim

Були розглянуті можливості переміщення по вказаній траєкторії за допомогою засобів визначення шляху переміщення на основі енкодера. Двигун постійного струму, що входить у склад симулятора UnoArduSim, має енкодер, що видає 8 імпульсів або 16 змін цифрового рівня за оборот колеса. Враховуючи, що умовна окружність колеса моделі дорівнює 20,5 см, маємо на одне спрацювання енкодера переміщення на 1,28125 см (крок лінійного переміщення). Для робота-маніпулятора Q2WDBotSim, де енкодер видає 10 імпульсів, це переміщення встановлює 1,025 см. Вказані значення визначають відповідну точність переміщення за кількістю спрацювань енкодера.

Визначимо точність повороту для розвороту на місці за допомогою одного або двох коліс. Враховуючи, що відстань між колесами робота-маніпулятора Q2WDBotSim складає 14 см, отримаємо під час розвороту на  $360^\circ$  значення переміщення 87,9646 см для розвороту одним колесом та 43,9823 см для розвороту двома колесами. Звідси для розвороту на  $360^\circ$  одним колесом отримаємо 86 спрацювань, а двома колесами, і, 43 спрацювання. Таким чином, точність встановлення кута повороту (крок повороту) становить  $4,186^\circ$ .

Отримані результати використовувались для створення комп'ютерних моделей, за допомогою яких проводилось дослідження засобів навігації транспортних засобів під час проведення



лабораторних та практичних занять спеціальностей «Мехатроніка та промислові роботи» та «Інженерія логістичних систем».

### **Висновки**

В результаті проведеного аналізу існуючих засобів проектування та моделювання робототехнічних пристроїв показано, що найбільш придатним для проведення дистанційних занять у напрямку дослідження різних робототехнічних пристроїв є симулятор UnoArduSim, який має широкі можливості з моделювання мобільних роботів різного типу, та симулятор робота-маніпулятора Q2WDBotSim, за допомогою якого можна провести дослідження комп'ютерної моделі реального стенду мобільного робота. Наведені приклади створення моделей мобільних роботів для дослідження різних засобів навігації.

Результати роботи використовувались для створення стендів, на основі яких проводилось дослідження засобів навігації складських транспортних засобів під час проведення лабораторних та практичних занять спеціалізацій «Мехатроніка та промислові роботи» та «Інженерія логістичних систем».

### **Список використаних джерел**

1. Інтернет ресурс. AGV Navigation: Methods, Comparison, Pros and Cons - Illustrated Guide. URL: <https://www.agvnetwork.com/types-of-navigation-systems-automated-guided-vehicles> (дата звернення 17.09.2023).

2. Дослідження алгоритмів і засобів навігації для складської транспортної систем / Є. П. Михайлов, О. М. Вудвуд, С. В. Сивокінь, Б. Р. Швець // Підйомно-транспортна техніка. – 2022. - № 1 (67). – С. 29-41.

3. Mobile Robot Navigation. Edited by Alejandra Barrera. Published by InTech. Croatia. 2010. Printed in Croatia, A free online edition of this book is available at [www.intechopen.com](http://www.intechopen.com).

4. Розробка засобів для проведення практичних та лабораторних занять з робототехнічними пристроями в умовах дистанційного навчання / Є. П. Михайлов, В. М. Лінгур, В. С. Борисов, О. С. Панфіленко, К. С. Махновський // SWorldJournal. - 2023. - Iss. 20, Part 1. - P. 21-28.

5. Інтернет ресурс. UnoArduSimV2.9.2. URL: <https://sites.google.com/site/unoardusim/simulator-download> (дата звернення 15.09.2023).

6. Інтернет ресурс. ARDUINO.UA. URL: <https://arduino.ua> (дата звернення 15.09.2023).

7. Інтернет ресурс. ARDUINO.EDUCATION. URL: <https://www.arduino.cc/education> (дата звернення 15.09.2023).



8. Blum J. Exploring Arduino: Tools and Techniques for Engineering Wizardry John Wiley & Sons, Inc., 2013. — 385 с.

9. Інтернет ресурс. UnoArduSim V2.9.2 Release plus Q2WDBotSim. URL: <https://sites.google.com/site/unoardusim/recent-announcements/v2-9-2-release-plus-q2wdbotsim> (дата звернення 15.09.2023).

10. Комп'ютерне конструювання елементів машин. Навчальний посібник для здобувачів бакалаврів, спеціальність: 131 - Прикладна механіка, освітні програми: Мехатроніка та промислові роботи, Інженерія логістичних систем, спеціальність: 133 – Галузеве машинобудування, освітня програма: Підйомно-транспортні, дорожні, меліоративні машини і обладнання: / Укл.: Михайлов Є. П. Одеса: Одеська політехніка, 2023. 233 с.

11. Навчальний посібник з дисципліни "Мобільні роботи" для студентів за фахом 131 - Прикладна механіка - спеціалізація-Мехатроніка та промислові роботи / Укладач: Михайлов Є. П. Одеса: ОНПУ. 2016, 239 с.

## RESEARCH OF ALGORITHMS AND EQUIPMENT FOR NAVIGATION OF MOBILE ROBOTS USING COMPUTER SIMULATION

Mykhaylov Ye., Vudvud O., Syvokin S., Shvets B.  
*Odesa Polytechnic National University*

**Abstract.** *The analysis of existing means of designing and modeling navigation systems of mobile robots was carried out. It is shown that the research of algorithms and equipment for the navigation of mobile robots in the conditions of distance learning using computer simulation can be carried out with the help of the UnoArduSim software simulator. This simulator has extensive hardware simulation capabilities that can be applied to mobile robot navigation. Examples of creating robot models for researching algorithms and equipment for mobile robot navigation, creating stands during laboratory and practical classes are given.*

**Keywords:** *mobile robot, navigation, simulation, distance learning, algorithm research, hardware research.*

УДК 621.825 (075.8)

DOI: 10.15276/pidtt.1.68.2023.07

<sup>1</sup>Малашенко В. О., <sup>2</sup>Семенюк В. Ф., <sup>3</sup>Лисяк Б. Р.<sup>1</sup>Національний університет «Львівська політехніка»<sup>2</sup>Національний університет «Одеська політехніка»<sup>3</sup>Дрогобицька машинобудівельна компанія

## ПАРАМЕТРИ КУЛЬКОВОЇ ОБГІННОЇ МУФТ ДВОСТОРОННЬОЇ ДІЇ

**Анотація.** У статті запропоновано конструкційні особливості та результати кінематично-силових досліджень кулькової обгінної муфти, що може ефективно застосовуватися для гайковертів з загвинчування відгвинчування нарізевих з'єднань із підвищеною швидкістю. Відомо, що в таких механізмах регулювання величини сили затягування нарізевих з'єднань здійснюється силою затягування пружин, які з часом втрачають початкову величину сили пружності. Для покращення процесів монтажу і демонтажу технічних засобів розроблено та запатентовано декілька кулькових обгінних муфт, які передають обертальний момент за принципом зачеплення кульок, що розташовані в пазах ведучої та веденої півмуфт. Проведені дослідження підтвердили те, що розроблені кулькові запобіжні муфти можна ефективно застосовувати як пристрої для обмежування величини обертального моменту в гайковертах при виконанні монтажних-демонтажних операцій.

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

**Вступ та аналіз відомих досліджень і публікацій.** Враховуючи масштабність застосування в технічних засобах з'єднувальних роз'єднувальних механізмів, муфтам вільного ходу постійно приділяється велика увага науково-інженерного персоналу. Основними об'єктами досліджень таких муфт є питання збільшення терміну експлуатації та надійності, а також зниження точності виготовлення і металомісткості. Однак ці дослідження здебільшого стосуються роликів муфт вільного ходу, що передають навантаження тільки в одному напрямку.

На тепер відомо, що в останній час розроблено низку нових муфт цього класу, з'єднуючим елементом яких є кулька, або декілька кульок [1...6]. Тому з метою розширення функціональних можливостей стосовно обмеження максимального обертального моменту з одночасним виконанням класичних функцій в

Національному університеті „Львівська політехніка” розроблено нові кулькові муфти, на які отримано патенти України на винахід та корисну модель [7, 8 та ін.]. Принципова схема однієї із них наведена на рис.1, що є об’єктом даної статті.

### **Постановка задачі**

Відомо, що нарізеві з’єднання широко застосовуються в техніці, бити та інших галузях народного господарства. Для покращення процесів їхніх складання та демонтажу застосовуються спеціальні технічні прилади. При чому необхідні зусилля регулюється відповідним затягуванням робочої пружини, а загвинчування та відгвинчування гайок залежить від напрямку обертання робочого елемента. Робоча пружина з часом втрачає початкову пружність, зміна напрямку обертання робочого органу вимагає певної втрати часу на переключення. Таки обставини ставлять очевидну необхідність проведення покращення цих процесів шляхом створення нових пристроїв із проведення необхідних їхніх досліджень. У даному випадку це і є основною задачею цієї статті.

### **Основний матеріал**

Розроблена кулькова муфта вільного ходу (рис.1) складається із півмуфт 1 і 2, на торцях яких виконано пази під кутами а з віссю обертання муфти (рис.2). Півмуфти з’єднуються або роз’єднуються у залежності від положення кульок б. На рис. 1 наведена муфта в робочому стані такому, коли кульки надійно з’єднують півмуфти. Кульки надійно заковчуються в пази під дією диска 3, пружину 4, сила пружності якої регулюється гайкою 5. У залежності від конкретних умов роботи ведучою може бути будь-яка півмуфта 1 або 2. Якщо запропонований пристрій застосовується як обмежувач обертального моменту під час виконання монтажно-демонтажних операцій, наприклад, для складання різьбових з’єднань, то півмуфта 1 буде ведучою. Її можна закріплювати у звичайну електродріль, а у внутрішній отвір півмуфти 2 встановлювати необхідний інструмент (викрутку, ключ тощо). Принцип роботи муфти очевидний із рис.1. Обертальний момент, з яким необхідно загвинчувати, наприклад, гвинт, установлюється регульовальною гайкою 5, яка регулює зусилля пружини 4, що діє на диск 3 і кульки б. Під час обертання ведучої півмуфти обертальний момент передається кульками, які за допомогою пружини та кільця заковчуються у пази веденої півмуфти. У випадку, коли навантаження перевищить допустиме, кульки виштовхуються боковими робочими поверхнями з пазів півмуфт, відтискаючи диск 3 ліворуч. Внаслідок цього муфта розмикається і кульки проковзують по торцевій поверхні веденої півмуфти 2. При цьому створюється деякий стукіт кульок з боковими поверхнями пазів веденої півмуфти, що сигналізує початок вимикання привода ведучої півмуфти.

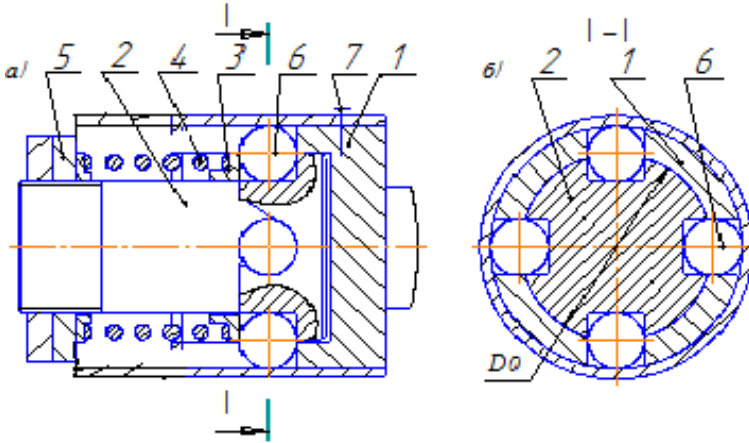


Рис.1. Принципова схема муфти: а) загальний вигляд; б) переріз I-I

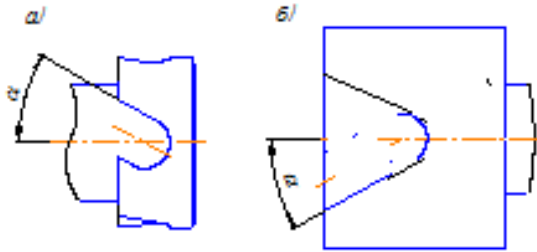


Рис.2. Напрямок виконання пазів півмуфт: а) внутрішня півмуфта; б) зовнішня півмуфта

Силова взаємодія між кулькою і робочими поверхнями пазів наведено на рис.3, де  $F_t$  – колова сила, що діє на одну кульку;  $F_x$  – її осьова складова;  $F_N$  – сумарна (нормальна) сила тиску кульки на поверхню веденої півмуфти;  $F_{np}$  – сила пружності пружини, що діє також на одну кульку.

Враховуючи відносно не жорсткі вимоги щодо точності виготовлення елементів півмуфт, перераховані зусилля визначаються за формулами:

$$F_t = \frac{2T_p}{K_i D_0 i}; F_x = \frac{2T_p}{K_i D_0 i} \operatorname{tg} \alpha; F_N = \frac{2T_p}{K_i D_0 i \cos \alpha}, \quad (1)$$

де  $D_0$  – діаметр кола центрів кульок (рис.1, б);  $i$  – кількість кульок;  $K_i=0,85\dots0,9$  – коефіцієнт нерівномірності розподілення навантаження. Кут нахилу пазів півмуфт доцільно приймати в межах  $\alpha=20\dots70^\circ$ . Це залежить від пружних можливостей натискної пружини 4 (рис.1) та вибраного кута  $\alpha$ . Розмір  $\lambda$  необхідно погоджувати з діаметром кульок  $d$  (рис.3).

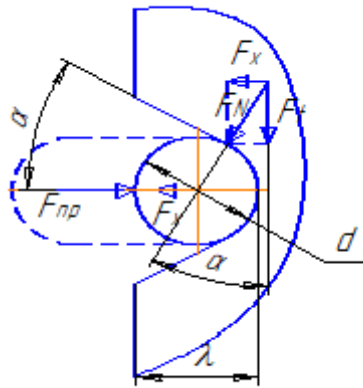


Рис.3. Розрахункова схема запобіжної муфти

Обертальний момент, що передається муфтою регулюється пружиною 4. Її сила пружності дорівнює  $F_{np} = \frac{Gd_o^4 \lambda}{8D^3 i_p}$ , (2)

де  $G$  – модуль пружності при зсуві матеріалу пружини ( $G= 8 \cdot 10^4$  МПа);  $d_o$  – діаметр дроту пружини;  $\lambda$  – осьова деформація пружини, яка рівна глибині паза (рис.3);  $D$  – середній діаметр пружини;  $i_p$  – кількість робочих витків пружини.

Без урахування сили тертя в рухомих елементах муфти, які є малими порівняно з робочими, можна записати

$$F_x = F_{np} = \frac{Gd_o^4 \lambda}{8D^3 i_p}. \quad (3)$$

За виразами (1), (2) і (3) остаточно розв'язуємо поставлену задачу, тобто отримуємо залежність між обертальним моментом муфти та її основними конструктивними параметрами

$$\frac{2T_p}{K_i D_o i} \operatorname{tg} \alpha = \frac{Gd_o^4 \lambda}{8D^3 i_p}; \quad T_p = \frac{D_o i G d_o^4 \lambda}{16 K_i D^3 i_p \operatorname{tg} \alpha}. \quad (4)$$

Для підтвердження наведеного проведено кількісний аналіз запропонованої муфти з початковими параметрами: діаметр кола центрів кульок  $D_o= 50$  мм; кількість кульок  $i = 4$ ; діаметр кульок  $d= 10$  мм; діаметр дроту пружини  $d_o= 0,5 \dots 4$  мм; осьова деформація пружини рівна глибині паза  $\lambda= 4 \dots 10$  мм; середній діаметр пружини  $D=45$  мм; кількість робочих витків пружини  $i_p = 5$ .

Результати кількісного аналізу залежностей між пружною силою та діаметром дроту пружини і обертальним моментом наведено відповідно на рис.4 і 5.

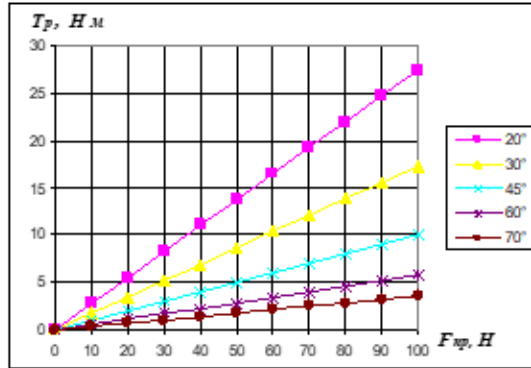
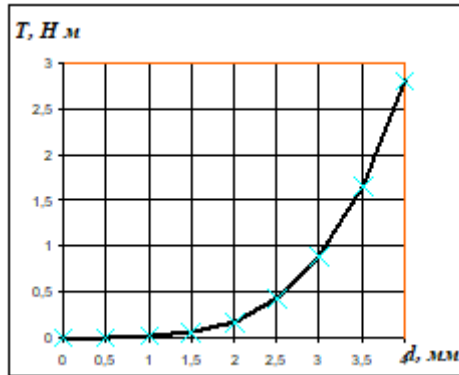


Рис.4. Залежність між силою пружності пружини

Рис.5. Залежність між діаметром дроту пружини і обертальним моментом спрацювання муфти і обертальним моментом спрацювання муфти для  $\alpha = 45^\circ$ 

Отож у знайдених раніше [3] співвідношеннях, які характеризують силову взаємодію між кульками та пазами півмуфт, сили тертя не враховувались, які реально в контакті деталей завжди присутні. Тому впровадження в модель муфти ефекту тертя означатиме якісну зміну математичного тлумачення властивостей муфти вільного ходу, але тертя не настільки велике, щоб цілком знівелювати їхню цінність. Нами робиться спроба встановити місця та напрямки дії сил тертя для ймовірніших станів муфти без врахування інерції кульок. За основу приймаємо неінерційні силові чинники під час вмикання кулькової обгінної муфти, у якій відсутнє тертя [3] (рис. 6).

Зауважимо, що у цьому випадку кути орієнтації пазів можуть бути різними, тобто у ведучої півмуфти —  $\alpha'$ , а у веденої —  $\alpha''$ . Якщо кулька вже є у пазу веденої півмуфти (рис. 6,а), то нормальні сили  $F'_N$  і  $F''_N$  будуть спрямовані радіально до центра кульки та ортогональні до робочих поверхонь пазів та спільно із силою  $F_{пр}$  сприятимуть переміщенню кульки вглиб паза веденої півмуфти. Може бути

випадок, що кулька в якусь мить контактує з крайкою веденої півмуфти (рис. 6,б), то сила  $F'_N$  вже не буде ортогональною до робочої поверхні паза веденої муфти, її орієнтацію визначатиме кут  $\beta$  відносно площини обертання (рис. 6,в). Ця сила  $F'_N$  буде спрямована до центра кульки тому, що крайка має ненульову кривину.

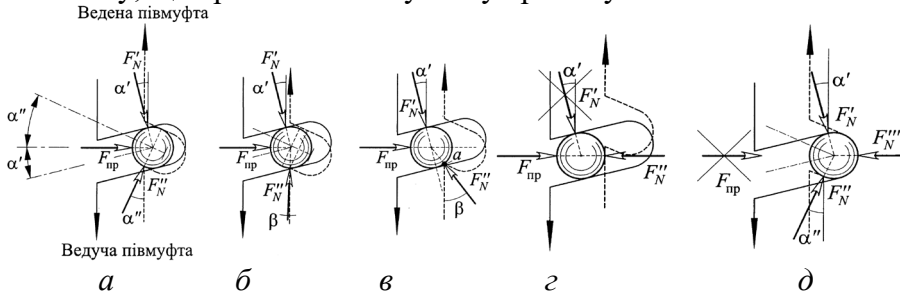


Рисунок 6 Характерні стани кульки у разі вмикання (зацеплення) муфти

Розглядається також випадок, коли сила  $F'_N$  навіть створюватиме деякий момент відносно крайки (точка  $a$ ) веденої півмуфти, спрямований проти моменту сили  $F_{пр}$  тиску пружини (рис. 6, в). Розглядаються також моменти силової взаємодії, що наведені на рис. 6, з і д. Тут розглядається муфта, що має кульки з діаметрами до 8 мм, тому силами інерції знехтуємо. При цьому визначається силова взаємодія для різних станів муфти, тобто різні положення кульок по відношенню до пазів півмуфт.

Приміром, у разі перебування без інерційної кульки поза пазом веденої півмуфти сила  $F'_N$  є відсутня (рис. 6, з). Положення д це таке, коли кулька перебуває вже в робочому положенні (рис. 6, д), тобто вона дотиклася до кінця паза веденої півмуфти. Тепер натисне кільце без тиску на кульку тільки закриває вхід пазів веденої півмуфти, пружина послабляється та сила  $F_{пр}$  не тисне на кульки, а тільки утримує натисне кільце в сталому положенні (рис. 6, д), яке обертається разом з кульками та пружиною. Кожна кулька знаходиться у положенні рівноваги під дією сил  $F'_N$ ,  $F''_N$ ,  $F'''_N$ . Знаючи зовнішній обертальний момент для конкретного випадку, можна без труднощів порахувати ці зусилля за відомими залежностями [3], починаючи з колової сили.

## Висновок

Визначено силову взаємодію між кульками та боковими поверхнями пазів півмуфт для різних станів муфти. Установлено, що тертя істотного впливу на силову взаємодію не виявляє, а силу тертя необхідно враховувати під час підвищених вимог стосовно точності

налаштування приладу на певний обертальний момент особливо для підвищених габаритів робочих кульок.

Встановлено силові співвідношення елементів муфти для основних етапів їх включення та теоретично-графічні залежності між обертальним моментом і робочими поверхнями пазів півмуфт, що дає можливість та показує необхідність проведення подальших досліджень режимів функціонування нових кулькових муфт вільного ходу з всебічним урахуванням режимів їхніх включень.

### Список використаних джерел

1. ДСТУ 2278-93. Муфти механічні. Терміни та визначення.
2. Малащенко В.О. Муфти приводів. Конструкції та приклади розрахунків. – Львів, НУ “Львівська політехніка”, 2006. – 196 с.; 2009. – 208 с.
3. Малащенко В.В. Підвищення ефективності роботи механізмів вільного ходу застосуванням кулькових муфт. – Львів. Дис. канд. наук, 2009. – 146с.
4. Павлице В.Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин. – Львів, Афіша. 2003. -559 с.
5. Ряховский О.А., Иванов С.С. Справочник по муфтам. –Л.: Политехника, 1991. – 383с.
6. Патент № 66514А Україна, МКИ F16D41/04. Запобіжна муфта./ Гащук П.М., Малащенко В.В., Сороківський О.І. // Опубл. 2004. Бюл. №5.
7. Патент № 77435 Україна, МКИ F16D41/04. Запобіжна муфта. / Гащук П.М., Малащенко В.В., Сороківський О.І. // Опубл. 2006. Бюл. №12.
8. Патент № 30362 Україна, МКИ F16D41/06. Обгінна муфта. /Малащенко В.В. // Опубл. 2008. Бюл. № 4.
- 9.Патент № 53354А Україна, МКИ F16D41/06. Обгінна муфта. / Куновський Г.П., Кравець І.С., Малащенко В.О., Сороківський О.І.// Опубл. 15.01.2003. Бюл. № 1.
10. Патент № 64104 Україна, МКИ F16D43/00. Запобіжна муфта. / Малащенко В.О., Малащенко В.В. // Опубл. 2011. Бюл. №20.
11. Malaschtchenko V. Vol'nobezna qulbekova spojka. / V. Malaschtchenko, J. Homuschin, O. Sorokivskiy // Strojarstvo Srojirenstvi, № 12, 2001.  
– С. 56–58 (Slovinsko).
12. Malaschtchenko V. The Selection of Parameters of a Coaster Ball clutch and Recommendation for its Construction. / V. Malaschtchenko, O. Sorokivskiy// Transactions of the Universities of Kosic, № 2, 2002. – С. 1 – 6 (Slovinsko). – С. 200.



13. В.О. Малащенко, Є.С. Венцель, А.О. Борис. Можливості виконання запобіжних функцій кульковою обгінною муфтою осьової дії. – Харків. Вісник Національного технічного університету „ХПІ”, № 1, 2020. – С. 61-65.

14. Патент 28884А Україна, МКИ F16D41/06. Кулькова муфта вільного ходу. Малащенко В.О., Сороківський О.І. Опубл. 29.123.99. Бюл. № 8.

15. Патент 29068А Україна, МКИ F16D41/06. Конічна обгінна муфта. Малащенко В.О., Петренко П.Я., Сороківський О.І. Опубл. 29.123.99. Бюл. №8.

16. Патент 32809А Україна, МКИ F16D41/06. Обгінна муфта. Малащенко В.О., Петренко П.Я., Сороківський О.І. Опубл. 29.123.99. Бюл. №8.

17. Патент 45667А Україна, МКИ F16D41/06. Обгінна муфта. Малащенко В.О., Павлице В.Т., Петренко П.Я., Сороківський О.І. Опубл. 15.04.2002. Бюл. №4.

18. Патент 56483А Україна, МКИ F16D41/06. Обгінна муфта. Куновський Г.П., Кравець І.Є., Малащенко В.О., Сороківський О.І. Опубл. 15.05.2003. Бюл. №5.

## PARAMETERS OF DOUBLE ACTION BALL OVERTURN COUPLING

<sup>1</sup>Malashchenko V. O., <sup>2</sup>Semenyuk V. F., <sup>3</sup>Lysiak B. R.

<sup>1</sup>Lviv Polytechnic National University

<sup>2</sup>Odesa Polytechnic National University

<sup>3</sup>Drohobytsk machine-building company

*Extended abstract.* The article offers design features and results of kinematic and force studies of a ball overrunning clutch, which can be effectively used for screwdrivers for screwing and unscrewing threaded connections at increased speed. It is known that in such mechanisms, the tightening force of the threaded connections is controlled by the tightening force of the springs, which over time lose the initial amount of elastic force. In order to improve the processes of installation and disassembly of technical equipment, several overrunning ball couplings have been developed and patented, which transmit torque based on the principle of engagement of balls located in the grooves of the leading and driven half-couplings. The conducted studies confirmed that the developed safety ball couplings can be effectively used as devices for limiting the amount of torque in screwdrivers during assembly and disassembly operations.

**Keywords:** couplings, bypass couplings, ball bypass couplings, half-coupling connections.

УДК 621.8

DOI: 10.15276/pidtt.1.68.2023.08

Коваленко В. О., Коваленко О. О., Стрижак В. В., Іглін С. П.,  
Стрижак М. Г.*Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут»*

## СИНТЕЗ БАГАТОМАСОВОЇ МОДЕЛІ БАШТОВОГО КРАНУ

**Анотація.** Стаття присвячена дослідженню динаміки баштового крану з поворотною баштою. Розглядається синтез багатомасової динамічної моделі. Головним завданням дослідження і, відповідно, головним науковим результатом даної публікації є врахування маси приводу як окремого елемента.

**Ключові слова.** кран, механізм повороту, динаміка

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Питанням динаміки кранів присвячено велику кількість публікацій, що своєю чергою свідчить про актуальність досліджень в цьому напрямку. Класичною моделлю для дослідження механізмів повороту і пересування є система «візок (стріла) – вантаж» на гнучкому підвісі. В роботі [1] проведено моделювання динаміки системи «візок-вантаж на гнучкому підвісі» з різними підходами до постановки задачі. Проведено порівняння результатів моделювання руху механічної системи, що описується рівняннями Лагранжа 2-го роду також і з припущенням малих коливань вантажу, традиційних рівнянь системи візок-вантаж із заміною змінних при інтегруванні; традиційних рівнянь, де за переміщення вантажу береться відхилення каната від вертикалі; модифікації систем рівнянь шляхом заміни рівняння руху візка рівняннями руху приводу. Недоліком даного дослідження є те, що розглядається тільки взаємодія візка та вантажу, без урахування динамічних явищ в елементах приводних механізмів та металоконструкції несучих елементів крана.

В статті [2] представлено порівняння теоретичних та експериментальних досліджень повороту крана. Моделювання виконано за допомогою рівнянь Ейлера-Лагранжа, що дало змогу встановити характер маятникових коливань вантажу на етапах їх виникнення і подальшого розвитку.

В статті [3], основна увага при виконанні динамічного аналізу баштового крана приділялася впливу величин вібрацій у системі на його динамічні характеристики під час роботи механізму повороту. В даному дослідженні побудовано декілька спрощених динамічних

моделей, основні параметри яких не враховують дисипативні властивості.

В статтях [4-9], авторами проведено динамічний аналіз механізму повороту стрілового крана. Встановлено рівень динамічних навантажень досліджуваного механізму та зроблено відповідні висновки. Однак в даних працях під час математичного моделювання не була врахована механічна характеристика, яка має суттєвий вплив на початкових етапах руху системи.

В статті [10] проведено динамічний аналіз зміни вильоту вантажу плавучого крана. Для встановлення рівня динамічних навантажень була використана двомасова динамічна модель та рівняння Лагранжа. Однак при побудові динамічної моделі знехтувано дисипативними властивостями системи, які мають вплив на точність отриманого результату.

В статті [11] наведено дослідження перехідного процесу пуску механізму піднімання вантажу із основи стріловим самохідним краном, який обладнано гасителем коливань. Для проведення досліджень використана фізична модель гусеничного крана КГ-25. Результати експериментальних даних підтверджують теоретичні висновки, розбіжність між якими становить від 6 до 15 %.

В статті [12] досліджено динамічні та кінематичні навантаження стрілового крана при підніманні вантажу. Для побудови математичної, було використано рівняння Лагранжа другого роду. Однак, дисипативні сили також не враховуються.

В статті [13] представлено нелінійну модель візка крана. Рівняння складені в незалежних узагальнених координатах: рух візка та кут відхилення вантажу. Керуючим параметром є рушійне зусилля, яке прикладається через канат тягової лебідки.

В статті [14] на основі рівнянь Лагранжа отримано математичну модель маятника зі змінною довжиною підвісу вантажу з метою моделювання одночасного підйому та горизонтального переміщення. Якщо маса підвішеного вантажу сильно розподілена за висотою, розглядається модель візка з подвійним маятником [15].

Відомі моделі, в яких враховуються геометричні особливості точки підвісу вантажу та траєкторії її руху. Заслуговує на увагу модель транспортування довгомірного вантажу двома мостовими кранами, що знаходяться на різних рівнях по висоті та працюють спільно [16].

В статті [17] на основі лінеаризованих рівнянь Лагранжа отримано модель, що описує коливання сферичного маятника.

Таким чином можна зробити висновок, що динаміка баштових кранів є добре висвітленою темою в публікаціях. Розроблені моделі, які дають можливість описати розгойдування вантажу при обертальному русі, а також керувати цим розгойдуванням і в кінцевому рахунку

демпфірувати його. Однак питання впливу приводів і їх фактичних механічних характеристик потребує подальшого вивчення.

**Мета і задачі досліджень.** Метою дослідження є отримання багатомасової динамічної моделі баштового крану з поворотною баштою, що дозволяє враховувати привід як окрему масу.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні завдання:

- 1) провести аналіз конструкції баштового крану з поворотною баштою, визначити складові елементи;
- 2) скласти розрахункову схему, де окремою масою буде врахований привід механізму повороту;
- 3) за допомогою рівнянь Лагранжа отримати систему рівнянь, що описує рух розглядуваного баштового крану.

#### **Виклад основного матеріалу.**

Для отримання системи рівнянь, що описують поворотний рух баштового крану необхідно скласти розрахункову схему. До основних конструктивних елементів досліджуваного крану можна віднести: опорно поворотний пристрій, башту, стрілу та поліспапну систему механізму піднімання з підвішеним вантажем. Окремим елементом врахуємо інерційні характеристики приводного двигуна і його динамічні характеристики. Всі елементи пов'язуємо пружними зв'язками, що допоможе більш точно врахувати коливальні процеси та встановити кути закручування конструкції. Такий підхід дозволяє дослідити характер зміни силових факторів в металоконструкції. Розрахункова схема показана на рис 1.

Побудову математичної моделі почнемо з запису рівнянь Лагранжа другого роду. Кінетична енергія для перших чотирьох ступенів волі записується в вигляді:

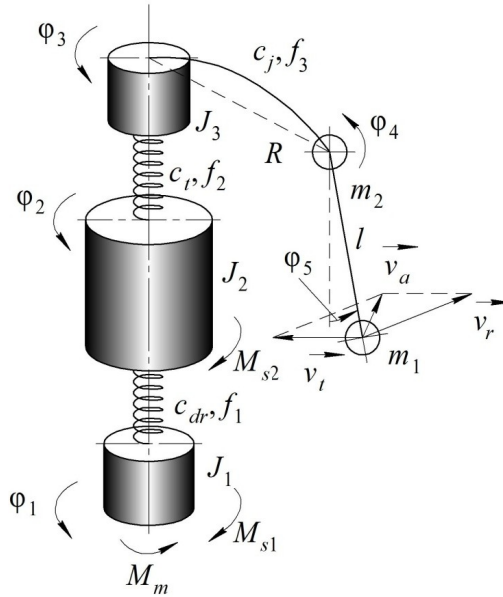
$$T_K = \frac{J_K \cdot \dot{\phi}_K^2}{2}; (K = 1, 4) \quad (1)$$

де  $J_4 = m_2 \cdot R^2$ . Для п'ятого ступеня волі вона має вигляд:

$$T_5 = \frac{m_1 \cdot V_a^2}{2}. \quad (2)$$

Відносна та переносна швидкості пов'язані з кутовими швидкостями співвідношеннями:  $v_t = \phi_3 R$ ;  $v_r = \phi_5 l$ . Звідси вираз для квадрату абсолютної швидкості приймає вигляд:

$$\begin{aligned}
 V_a^2 &= V_t^2 + V_r^2 + 2 \cdot V_t \cdot V_r \cdot \cos(180^\circ - \varphi_5) = \\
 &= \dot{\varphi}_3^2 \cdot R^2 + \dot{\varphi}_5^2 \cdot l^2 + 2 \cdot R \cdot l \cdot \dot{\varphi}_3 \cdot \dot{\varphi}_5 \cdot \cos(180^\circ - \varphi_5) = \\
 &= \dot{\varphi}_3^2 \cdot R^2 + \dot{\varphi}_5^2 \cdot l^2 - 2 \cdot R \cdot l \cdot \dot{\varphi}_3 \cdot \dot{\varphi}_5 \cdot \cos(\varphi_5);
 \end{aligned}
 \tag{3}$$



- $\varphi_1 - \varphi_5$  — кути обертання (ступені волі);
- $m_1, m_2$  — маса вантажу та приведена маса стріли;
- $J_1 - J_3$  — моменти інерції частин крану;
- $c_{dr}, c_t, c_j$  — жорсткості приводу, башти та стріли;
- $f_1, f_2, f_3$  — коефіцієнти демпфірування приводу, башти та стріли;
- $R$  — виліт стріли;
- $l$  — довжина підвісу вантажу;
- $v_a, v_r, v_t$  — абсолютна, відносна та переносна швидкості вантажу відповідно;
- $M_m$  — крутний момент двигуна;
- $M_{s1}, M_{s2}$  — момент опору.

Рис. 1. П'ятимасова динамічна модель баштового крана

Тоді вираз для кінетичної енергії для п'ятого ступеня волі виглядатиме так:

$$T_5 = \frac{m_1 \cdot V_a^2}{2} = \frac{m_1 \cdot \left[ \dot{\varphi}_3^2 \cdot R^2 + \dot{\varphi}_5^2 \cdot l^2 - 2 \cdot R \cdot l \cdot \dot{\varphi}_3 \cdot \dot{\varphi}_5 \cdot \cos(\varphi_5) \right]}{2}, \tag{4}$$

а загальна кінетична енергія всієї системи:

$$T_5 = \frac{1}{2} \cdot \left( J_1 \cdot \dot{\varphi}_1^2 + J_2 \cdot \dot{\varphi}_2^2 + J_3 \cdot \dot{\varphi}_3^2 + J_4 \cdot \dot{\varphi}_4^2 + \right. \\ \left. + m_1 \cdot \left[ \dot{\varphi}_3^2 \cdot R^2 + \dot{\varphi}_5^2 \cdot l^2 - 2 \cdot R \cdot l \cdot \dot{\varphi}_3 \cdot \dot{\varphi}_5 \cdot \cos(\varphi_5) \right] \right), \quad (5)$$

Тут  $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ . Потенціальна енергія системи:

$$V = -m_1 \cdot g \cdot l \cdot \cos(\varphi_5) + \frac{c_{dr}}{2} \cdot (\varphi_2 - \varphi_1)^2 + \frac{c_l}{2} \cdot (\varphi_3 - \varphi_2)^2 + \frac{c_j}{2} \cdot (\varphi_4 - \varphi_3)^2; \quad (6)$$

Функція Релея розсіювання енергії:

$$F = \frac{f_1}{2} \cdot (\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_1)^2 + \frac{f_2}{2} \cdot (\dot{\varphi}_3 - \dot{\varphi}_2)^2 + \frac{f_3}{2} \cdot (\dot{\varphi}_4 - \dot{\varphi}_3)^2; \quad (7)$$

Рівняння Лагранжа другого роду для розглядуваної механічної системи мають вигляд:

$$\frac{d}{dt} \cdot \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_K} \right) - \frac{\partial T}{\partial \varphi_K} = Q_{\varphi_K}, \quad (K = 1, 5) \quad (8)$$

де узагальнені вузлові зусилля структуру описуються виразами:

$$\left\{ \begin{array}{l} Q_{\varphi 1} = -\frac{\partial V}{\partial \varphi_1} - \frac{\partial F}{\partial \dot{\varphi}_1} + M_m - M_{s1}; \\ Q_{\varphi 2} = -\frac{\partial V}{\partial \varphi_2} - \frac{\partial F}{\partial \dot{\varphi}_2} - M_{s2}; \\ Q_{\varphi 3} = -\frac{\partial V}{\partial \varphi_3} - \frac{\partial F}{\partial \dot{\varphi}_3}; \\ Q_{\varphi 4} = -\frac{\partial V}{\partial \varphi_4} - \frac{\partial F}{\partial \dot{\varphi}_4}; \\ Q_{\varphi 5} = -\frac{\partial V}{\partial \varphi_5}. \end{array} \right. \quad (9)$$

та можуть бути представлені у вигляді:

$$\left\{ \begin{array}{l} Q_{\varphi_1} = c_{dr} \cdot (\varphi_2 - \varphi_1) - f_1 \cdot (\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_1) + M_m - M_{s1}; \\ Q_{\varphi_2} = -c_{dr} \cdot (\varphi_2 - \varphi_1) + c_t \cdot (\varphi_3 - \varphi_2) - f_1 \cdot (\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_1) + \\ \quad + f_2 \cdot (\dot{\varphi}_3 - \dot{\varphi}_2) - M_{s2}; \\ Q_{\varphi_3} = -c_t \cdot (\varphi_3 - \varphi_2) + c_j \cdot (\varphi_4 - \varphi_3) - f_2 \cdot (\dot{\varphi}_3 - \dot{\varphi}_2) + \\ \quad + f_3 \cdot (\dot{\varphi}_4 - \dot{\varphi}_3); \\ Q_{\varphi_4} = -c_j \cdot (\varphi_4 - \varphi_3) - f_3 \cdot (\dot{\varphi}_4 - \dot{\varphi}_3); \\ Q_{\varphi_5} = -m_1 \cdot g \cdot l \cdot \sin(\varphi_5). \end{array} \right. \quad (10)$$

Після обчислення частинних похідних від  $T$  за  $\dot{\varphi}_k$  та  $\varphi_k$ , а потім повних похідних за часом з урахуванням (10) рівняння (8) набувають такого вигляду:

$$\left\{ \begin{array}{l} J_1 \cdot \ddot{\varphi}_1 = f_1 \cdot (\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_1) + c_{dr} \cdot (\varphi_2 - \varphi_1) + M_m - M_{s1}; \\ J_2 \cdot \ddot{\varphi}_2 = -f_1 \cdot (\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_1) + f_2 \cdot (\dot{\varphi}_3 - \dot{\varphi}_2) - c_{dr} \cdot (\varphi_2 - \varphi_1) + \\ \quad + c_t \cdot (\varphi_3 - \varphi_2) - M_{s2}; \\ J_3^* \cdot \ddot{\varphi}_3 + m_1 \cdot [R \cdot l \cdot \sin(\varphi_5) \dot{\varphi}_5^2 - R \cdot l \cdot \cos(\varphi_5) \ddot{\varphi}_5] = -f_2 \cdot (\dot{\varphi}_3 - \dot{\varphi}_2) + \\ \quad + f_3 \cdot (\dot{\varphi}_4 - \dot{\varphi}_3) - c_t \cdot (\varphi_3 - \varphi_2) + c_j \cdot (\varphi_4 - \varphi_3); \\ J_4 \cdot \ddot{\varphi}_4 = -f_3 \cdot (\dot{\varphi}_4 - \dot{\varphi}_3) - c_j \cdot (\varphi_4 - \varphi_3); \\ J_5 \cdot \ddot{\varphi}_5 - m_1 \cdot R \cdot l \cdot \cos(\varphi_5) \ddot{\varphi}_3 = -m_1 \cdot g \cdot l \cdot \sin(\varphi_5). \end{array} \right. \quad (12)$$

де  $J_3^* = J_3 + m_1 \cdot R^2$ ,  $J_5 = m_1 \cdot l^2$ .

Таким чином отримана система рівнянь, що описує рух баштового крану з поворотною баштою при роботі механізму повороту. Подальшим напрямком досліджень можна вважати перевірку даної моделі розрахунковим шляхом за параметрами реального крана і приводу, який забезпечує його рух при різних законах зміни швидкості та порівняння розрахованих характеристик з даними експерименту або чисельного розрахунку методом кінцевих елементів.

**Висновки.** В статті проведено огляд сучасного стану питання дослідження динаміки баштових кранів. Розглянуті публікації, що висвітлюють як дослідження безпосередньо динаміки, так і пов'язані з питаннями розгойдування і траєкторії руху вантажу на гнучкому

підвісі. Виявлено, що недостатньо дослідженим залишається питання врахування фактичних характеристик привода в багатомасових системах.

Для досягнення цієї мети отримано багатомасову динамічну модель баштового крану з поворотною баштою, що дозволяє враховувати привід механізму повороту як окрему масу. При записі системи рівнянь, що описують дану систему використані рівняння Лагранжа 2-го роду. Отримана математична модель враховує інерційні характеристики (моменти інерції, приведені маси), пружні та демпфірувальні характеристики конструкції. Враховується складний рух вантажу в обох площинах. Отримана система дозволяє досліджувати рух елементів конструкції крану і встановити характер зміни динамічних навантажень в пружних ланках механізму повороту і металоконструкції крану за різних законів керування.

Напрямок подальших досліджень може бути встановлення параметрів реального крану і порівняння отриманих результатів розрахунку з даними експерименту або чисельного розрахунку методом кінцевих елементів.

### Список використаних джерел

1. Grigorov, O., Druzhynin, E., Anishchenko, G., Strizhak, M., & Strizhak, V. (2018). Analysis of various approaches to modeling of dynamics of lifting-transport vehicles. *International Journal of Engineering and Technology(UAE)*, 7(4). <https://doi.org/10.14419/ijet.v7i4.3.19553>
2. Doçi I., Shpetim L. Rotational motion of tower crane – dynamic analysis and regulation using schematic modeling. *International scientific journal "Mathematical modeling"*, 2018, Issue 1, P. 21-25.
3. Kun Li, Manlan Liu, Zuqing Yu, Peng Lan, Nianli Lu. Multibody system dynamic analysis and payload swing control of tower crane. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K: Journal of Multi-body Dynamics* Vol. 236. Issue 3. 2022. Pp. 407-421.
4. Loveykin V. S., Pylypaka S. F., Kadikalo I. O. Dynamic analysis of the turning mechanism of a jib crane. *Scientific Bulletin of the National University of Bioresources and Nature Management of Ukraine. Series: Technology and energy of agricultural industry*. Kyiv, 2017. Vol. 258. P. 192–202.
5. Loveykin V. S., Chovnyuk Yu. V., Dikteruk M. G., Kadykalo I. O. Conceptual foundations of dynamic analysis. *Mining, construction, road and reclamation*. Kyiv, 2017. Vol. No. 90. P. 19-23.
6. Loveykin V. S., Chovnyuk Yu. V., Kadykalo I. O., Dikteruk M. G. The use of solutions of "Cambridge problems" on the movement of chains (A. Keli and G. Bukua) in the analysis of vibrations of hoisting ropes



- cranes when lifting cargo "with pick-up". Bulletin of the Sumy National Agrarian University. Series: "Mechanization and automation of production processes." Vol. 10/3 (31). 2016. P. 181-187.
7. Loveikin, V. S., Loveikin, Ju. V., Kadykalo, I. O. Analysis of Modes of Motion of Rotation Mechanism of Jib Crane. TEKA. An International Quarterly Journal on Motorization, Vehicle Operation, Energy Efficiency and Mechanical Engineering. Lublin-Rzeszow, 2018. Vol. 18. No 1. P. 15-25.
  8. Loveykin V. S., Romasevich Yu. O., Stekhno O. V. Mathematical modeling of the dynamics of the movement of the mechanism for changing the departure of the load of a tower crane. Scientific Bulletin of the National University of Bioresources and Nature Management of Ukraine. Series: agricultural machinery and energy. Kyiv. 2017. Issue 258. P. 359–369.
  9. Loveykin V.S., Romasevich Yu.O., Stechno O.V. Analysis of the dynamics of changes in the departure of the load of the tower crane. Scientific Bulletin of the National University of Bioresources and Nature Management of Ukraine. Series: agricultural machinery and energy. Kyiv, 2018. Issue 282. P. 74-87.
  10. Fang Y., Wang P., Sun N., Zhang Y. Dynamics analysis and nonlinear control of an offshore boom crane. IEEE Trans. Ind. Electron. 2014. Vol. 61. №. 1. Pp. 414-427.
  11. Podolyak O.S., Nazarkin O.A., Smolyakov S.L. Study of dynamic loads of elements of the jib system of self-propelled cranes using a physical model. Engineering. Collection of scientific works. Kharkiv. Ukrainian Engineering and Pedagogical Academy (UIPA). 2014. Issue 14. P. 76-80.
  12. Doçi I., Hamidi B., Shpetim L. Dynamic analysis and control of jib crane in case of jib luffing motion using modelling and simulations. IFAC-PapersOnLine Vol. 49-29. 2016. Pp. 163-168.
  13. Cakan A., Umit O. Position regulation and sway control of a nonlinear gantry crane system. International journal of scientific & technology research. 2016 Vol. 5 (11). P. 121-124.
  14. Arabasi S., Masoud Z. Simultaneous travel and hoist maneuver input shaping control using frequency modulation. Hindawi Shock and Vibration. 2016. Vol. 10 (3). P. 179-188.
  15. O'Connor W., Habibi H. Gantry crane control of a double-pendulum, distributed-mass load, using mechanical wave concepts. Mechanical Sciences. 2013. Vol. 4. P. 251-261.
  16. Perig A. V., Stadnik A. N., Kostikov A. A. Research into 2D dynamics and control of small oscillations of a cross-beam during transportation by two overhead cranes and all. Hindawi Shock and Vibration. 2017. Vol. 12 (1). – P. 1-21.

17. Perig A. V., Stadnik A. N., Deriglazov A. I. Spherical pendulum small oscillations for slewing crane motion. Hindawi Shock and Vibration. 2014. Vol. 2. P. 24-31.

### SYNTHESIS OF MULTIMASS MODEL OF TOWER CRANE

Valentyn Kovalenko, Oleg Kovalenko, Vsevolod Stryzhak, Sergii Iglin, Mariana Stryzhak  
*National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute"*

**Abstract.** *A literature review was conducted, and it was established that a large number of works were devoted to the issue of crane dynamics, which in turn testifies to the relevance of studying this issue. The classic model for studying turning mechanisms based on the "boom-load" system on a flexible suspension does not fully reflect complex oscillatory processes and does not take into account the dynamic characteristics of the drive. The research is aimed at obtaining a multi-mass dynamic model of a tower crane with a rotating tower, which allows considering the drive as a separate mass. For this purpose, an analysis of the structure of a tower crane with a rotating tower was carried out, its constituent elements were determined, a calculation scheme was drawn up, where the drive of the turning mechanism is taken into account as a separate mass, a system of equations describing the movement of the considered mechanical system was obtained with the help of Lagrange equations.*

*The main structural elements of the crane under study include: a supporting rotary device, a tower, a jib and a multi-splash system of a lifting mechanism with a suspended load. The drive and its dynamic characteristics are taken into account as a separate element. The further direction of research can be considered the verification of this model by calculation according to the parameters of a real crane and the comparison of the calculation results with the experimental data.*

**Keywords:** *crane, rotation mechanism, dynamics*

УДК 658.012.2

DOI: 10.15276/pidtt.1.68.2023.09

<sup>1</sup>Волобуєва Т. В., Сирота В. М., <sup>2</sup>Мастепан С. М., <sup>3</sup>Мастепан М. А.

<sup>1</sup>Одеська державна академія будівництва та архітектури

<sup>2</sup>Харківський національний автомобільно-дорожній університет

<sup>3</sup>Донбаська національна академія будівництва і архітектури

## РОЗРОБКА МЕТОДИКИ ВРАХУВАННЯ УМОВ ПЕРЕВЕЗЕНЬ ПРИ ПЛАНУВАННІ ТРАНСПОРТНИХ ПРОЦЕСІВ ПІДПРИЄМСТВА

***Анотація.** Проведено аналіз процесів забезпечення ефективності перевезень вантажів, пасажирів. Встановлено перелік проблем, які створює автомобільний транспорт суспільству при перевезеннях. Показано, що для зменшення, пом'якшення негативного впливу автомобільного транспорту на суспільство, для ефективного функціонування підприємств, які використовують автомобільний транспорт, доцільно проводити вивчення та аналіз умов перевезень, маршрутів, системи організації, управління роботою транспорту. Встановлено підсистеми транспортного процесу, які в першу чергу необхідно оцінювати, аналізувати та налагоджувати при виробництві транспортних послуг. Розроблено модель визначення основних параметрів транспортного процесу, які залежать від профіля, типу та стану покриття дороги, видимості на дорозі, інтенсивності руху та інших факторів. Розроблено методику врахування дорожніх умов перевезень та забезпечення безпеки руху.*

***Ключові слова:** транспортні перевезення, автомобіль, дорога, безпека руху, водій*

**Вступ.** Транспорт є важливою складовою частиною інфраструктури країни. Рівнем свого розвитку та функціонування він впливає на економічне та громадське життя суспільства. Однією з найважливіших складових частин транспорту є автомобільний транспорт – частина загального транспорту, яка для руху використовує автомобільні дороги загального користування та дорожню мережу міст і населених пунктів.

Для забезпечення і контролю якості процесів виробництва транспортних послуг, переміщення і безпеки руху на дорогах необхідно мати систему управління якістю, механізми оцінки і аналізу всіх процесів та об'єктивні критерії, параметри і показники стану функціонування транспортної інфраструктури.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Автомобільний транспорт здійснює біля трьох четвертей всього обсягу транспортного обслуговування [1]. Протягом більше ніж сторіччя держава створювала та розвивала інфраструктуру автомобільного транспорту: транспортні засоби, систему підготовки кадрів, автомобільні дороги, систему регулювання переміщенням транспортних засобів, організацію перевезень, системи управління складовими інфраструктури, системи обслуговування та ремонту та інше. Зазначена інфраструктура забезпечує переміщення транспортних засобів автомобільними дорогами та дорожньою мережею населених пунктів, створює умови виробництва та надання транспортних послуг споживачам.

Через особливості дорожнього руху та транспортних перевезень навіть незначні недоліки в цих процесах призводять до значних втрат в економічній, екологічній і соціальній сферах. Недоліки дорожнього руху є значними, втрати суспільства такі великі, що вони значним чином відбиваються на розвитку держави і добробуті населення.

Автомобільний транспорт, забезпечуючи переміщення вантажів, пасажирів, власників транспортних засобів (ТЗ), допомагає населенню, але одночасно створює багато проблем суспільству, серед яких найважливішими є такі [1, 2, 3]:

1. Використання автомобільним транспортом в якості енергетичних ресурсів значної частини не поновлюваних видів ресурсів: газу, нафтових палив. Запаси нафти, газу на Землі помітно зменшуються.

2. Для якісного функціонування автомобільного транспорту необхідно мати розгалужену мережу якісних, вартісних автомобільних доріг. А будівництво автомобільних доріг потребує виведення з обороту земель сільськогосподарського призначення.

3. Відволікання від споживання суспільством значних матеріальних ресурсів для виробництва та забезпечення експлуатації транспортних засобів: метали, пластмаси, гума, лаки, скло, експлуатаційні та інші матеріали.

4. Залучення до процесів забезпечення функціонування дорожньо-транспортної інфраструктури значної частини громадянського суспільства: водії, дорожні працівники, ремонтні робітники, працівники, зайняті навчанням, обслуговуючий персонал. У розвинутих країнах кожен десятий працездатний житель працює на забезпечення функціонування автомобільного транспорту [3].

5. Великі людські втрати за аварійності на дорогах. Аварійність – одна з найважливіших проблем суспільства. У світі щорічно гине близько 500 тис. людей і 8 млн. отримують травми. Середній вік потерпілих в аваріях складає 33 роки, страждають найбільш здорові люди [4, 5].

6. Автомобільний транспорт і вся інфраструктура, що забезпечує його функціонування є одними з найбільших забруднювачів навколишнього середовища: шкідливі викиди автомобілів, забруднення води, ґрунту, створення шуму, вібрації, електромагнітне та теплове випромінювання та інші негативні впливи.

7. Великі економічні втрати від дорожньо-транспортних пригод (ДТП): в світі щорічно загальний збиток складає понад 400 млрд. доларів [6]. Занадто великі втрати в дорожньо-транспортній інфраструктурі: низька якість технічної експлуатації транспортних засобів, несвоєчасне та неякісне обслуговування та ремонт дорожньої мережі та нераціональне їх використання, підвищені витрати на управління процесами, втрати у процесі руху (не заплановані зупинки, затримки в русі тощо).

8. Соціальні втрати також впливають суттєво на формування проблем суспільства. При функціонуванні дорожньо-транспортної інфраструктури, навколо дорожнього руху і в ньому відбувається багато несправедливості, порушень законності, неправди. Зазначене негативно впливає на людей, їх психіку, повільно може руйнувати суспільство. В цьому полягає важлива і вартісна проблема.

**Мета роботи.** Метою роботи є формування методики врахування умов перевезень та безпеки руху на дорогах при плануванні виробництва транспортних послуг підприємствами автомобільного транспорту.

**Виклад основного матеріалу.** Для зменшення, пом'якшення негативного впливу автомобільного транспорту на суспільство, для ефективного функціонування підприємств, які використовують автомобільний транспорт, доцільно проводити вивчення та аналіз системи організації, управління роботою транспорту. При цьому необхідно оцінювати, аналізувати та налагоджувати такі підсистеми транспортного процесу:

1. Аналіз підсистеми технічної експлуатації автомобілів. Він повинен включати такі складові: обґрунтованість та повне виконання вимог планово попереджувальної системи технічного обслуговування та ремонту транспортних засобів; рівень техніко-технологічного забезпечення виробничих процесів підприємства; організацію та виробництво послуг з технічного обслуговування та ремонту ТЗ.

2. Аналіз кадрового забезпечення виробничих процесів підприємства за напрямками та складовими: рівень укомплектованості підприємства працівниками; рівень кваліфікації працівників та функціонування системи підвищення кваліфікації; форми та методи організації робіт, оплати праці та мотивації працівників у виробничому процесі.

3. Аналіз процесів використання транспортних засобів при перевезеннях: планування транспортних перевезень та їх

раціоналізація. Раціоналізація перевезень передбачає комплекс заходів, спрямованих на оптимізацію витрат на доставку необхідної продукції споживачеві: по можливості зменшення далеких відправок, розробку та оптимізацію маршрутів перевезення, визначення оптимальних схем доставки вантажів для постійних споживачів і збалансованості транспортно-економічної системи. Важливість раціональних перевезень обумовлена [4, 5]:

- економічною вигодою: в масштабах країни відбувається істотне щорічне зниження споживання паливно-мастильних та інших ресурсів;
- раціональним розподілом вантажоперевезень між різними видами транспортних засобів: за видами, відстанню перевезень;
- оперативністю і ефективністю за рахунок створення і забезпечення умов скорочення термінів доставки вантажів, збільшення оборотної можливості матеріальних засобів.

З транспортного процесу необхідно виключати нераціональні перевезення. Нераціональними називають транспортування вантажів, які вимагають надмірну витрату матеріальних і трудових ресурсів, фінансових коштів [6]. Такі перевезення включають [5, 6]: транспортування товарів на занадто великі відстані при наявності інших, більш вигідних варіантів; перевезення взаємозамінної однорідної продукції в зустрічних напрямках; поставки невеликих партій вантажів, тобто не повне використання вантажності.

Важливим показником транспортного процесу підприємства є середня швидкість автомобіля на кожному маршруті. Вона суттєво впливає на ефективність роботи транспортних засобів підприємства. Підвищення швидкостей руху в розумних межах дає змогу зменшити час переміщення вантажів та пасажирів. Середню швидкість доцільно використовувати при плануванні процесів перевезень. Її доцільно визначати з урахуванням конкретних умов експлуатації для кожного маршруту перевезень за формулою:

$$V_a = \frac{\sum_{i=1}^n l_i}{\sum_{i=1}^n t_i}, \quad (1)$$

де  $l_i$  – довжина  $i$ -ї ділянки дороги маршруту перевезень, км;  
 $t_i$  – час проходження автомобілем  $i$ -ї ділянки, год.

На різних ділянках маршруту необхідно визначити середні швидкості руху, оскільки вони залежать від багатьох факторів: профіля, типу та стану покриття дороги, видимості на дорозі, інтенсивності руху та інших факторів (рис. 1).



Рисунок 1 – Алгоритм врахування дорожніх умов перевезень та забезпечення безпеки руху при перевезеннях

При організації перевезень необхідно правильно визначити потрібну кількість автомобілів для доставки окремих вантажів з метою ефективного використання парку ТЗ.

Потреба в транспортних засобах для перевезення вантажів одного виду визначається за формулою [7]:

$$A_{\text{їзд}} = \frac{Q_{ob}}{Q_a}, \quad (2)$$

де  $A_{\text{їзд}}$  – загальна кількість автомобілів необхідних для перевезення вантажів;

$Q_{ob}$  – обсяг вантажу, що підлягає перевезенню;

$Q_a$  – добова продуктивність автомобіля.

Добова продуктивність автомобіля розраховується за формулою:

$$Q_a = \frac{T_p \cdot P_a \cdot \gamma}{\frac{2 \cdot L_p}{V_a} + T_{nr}}, \quad (3)$$

де  $T_p$  – час в наряді автомобіля, год.;

$P_a$  – вантажність автомобіля, т.;

$\gamma$  – коефіцієнт використання вантажності автомобіля;

$L_p$  – відстань перевезення, км;

$V_a$  – середня швидкість руху автомобіля на маршруті, км/год.;

$T_{nr}$  – час простою автомобіля під навантаженням і розвантаженням, год.



4. Важливим завданням підприємства є проведення аналізу дорожньої ситуації в регіоні здійснення транспортної роботи, проведення оцінки безпеки руху на автомобільних дорогах. Оцінку і аналіз необхідно починати з детального аналізу динаміки аварійності та тяжкості наслідків від ДТП за три останні роки та аналізу їх розподілу за видами подій, за порами року, періодами, доби, використовуючи матеріали територіального аналізу аварійності [8].

В результаті оцінки слід розробляти заходи, що спрямовані на: врахування дорожніх факторів ризику, стану та геометричних параметрів доріг, їх впливу на продуктивність праці при виробництві транспортних послуг, факторів, що можуть спричинити виникнення дорожньо-транспортних подій з різним рівнем наслідків.

До пропозицій з підвищення безпеки руху необхідно включати і заходи, що сприяють попередженню виникнення ДТП, а якщо вони виникнуть – то мають мінімізувати їх наслідки. Такі заходи повинні базуватися на принципах: функціональності, передбачуваності.

**Результати.** Розглянуто процеси забезпечення ефективності роботи підприємств автотранспорту по перевезенням вантажів, пасажирів. Встановлено перелік основних проблем, для суспільства, які створює автомобільний транспорт при перевезеннях. Визначені основні підсистеми транспортного процесу, які в першу чергу необхідно оцінювати, аналізувати та налагоджувати при виробництві транспортних послуг. Розроблено модель визначення основних параметрів транспортного процесу. Розроблено методику врахування дорожніх умов перевезень та забезпечення безпеки руху.

### **Висновки**

Важливим завданням підприємства автомобільного транспорту при виробництві транспортних послуг є врахування умов, в яких будуть вироблятися послуги, визначати параметри перевізного процесу на окремих маршрутах, проводити складання планів перевезень відповідно до дорожніх умов, інтенсивності руху, рельєфу місцевості, стану доріг, природних явищ та інших факторів впливу на транспортний процес.

### **Список використаних джерел**

1. Гаврилов Е.В., Дмитриченко М.Ф., Доля В.К., Лановий О.Т., Линник О.Е., Поліщук В.П. «Системологія на транспорті». Підручник у 5 книгах. Кн. IV: Організація дорожнього руху, 2006. – Київ: Знання України. – 451 с.
2. Автомобильные перевозки и организация дорожного движения. Справочник / Пер. с англ. В.У. Рэнкин и др. – М. Транспорт, 1981. – 592 с.
3. Редзюк А. М. Автомобільний транспорт України: стан,



проблеми, перспективи розвитку / Державний автотранспортний науково-дослідний і проектний інститут; монографія за заг. ред. А.М. Редзюка. – К.: ДП «ДержавтотрансНДІпроект», 2005. – 400 с.

4. Основи раціональної організації перевезення вантажів. [Електронний ресурс] - Режим доступу до статті: <https://logist.kiev.ua/uk/osnovi-racionalnoyi-organizaciyi-perevezennya-vantazhiv/>

5. Босняк М.Г. Вантажні автомобільні перевезення. Навч. посіб. для студ. спец. 7.100403 "Організація перевезень і управління на транспорті (автомобільний)". - К.: Видавничий Дім "Слово", 2010. - 408 с.

6. Дмитриченко М.Ф., Яцківський Л.Ю., Ширяєва С.А., Докунікін В.З. Основи теорії транспортних процесів і систем. Навчальний посібник для ВНЗ.- К.: Видавничий дім "Слово", 2009.-336 с.

7. Афанасьев Л.Л., Островский Н.Б., Цукерберг С.М. Единая транспортная система и автомобильные перевозки. - М.: Транспорт, 1984. - 333 с.

8. Канарчук В.Є., Лудченко О.А., Барілович Л.П. и др. Організація виробничих процесів на транспорті в ринкових умовах. - К.: Логос, 1996.- 348 с.

## DEVELOPMENT OF A METHODOLOGY FOR TAKING TRANSPORTATION CONDITIONS INTO ACCOUNT WHEN PLANNING THE ENTERPRISE'S TRANSPORT PROCESSES

Volobueva T. V., Sirota V. M., Mastepan S. M., Mastepan M. A

***Abstract.** An analysis of the processes of ensuring the efficiency of transportation of goods and passengers was carried out. A list of problems created by road transport for society during transportation has been established. It is shown that in order to reduce and mitigate the negative impact of road transport on society, for the effective functioning of enterprises that use road transport, it is advisable to study and analyze the conditions of transportation, routes, the system of organization and management of the work of transport. Subsystems of the transport process have been established, which must first be evaluated, analyzed and adjusted during the production of transport services. A model has been developed for determining the main parameters of the transport process, which depend on the profile, type and condition of the road surface, visibility on the road, traffic intensity and other factors. A method of taking into account the road conditions of transportation and ensuring traffic safety has been developed.*

***Keywords:** ransportation, car, road, traffic safety, driver*