

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

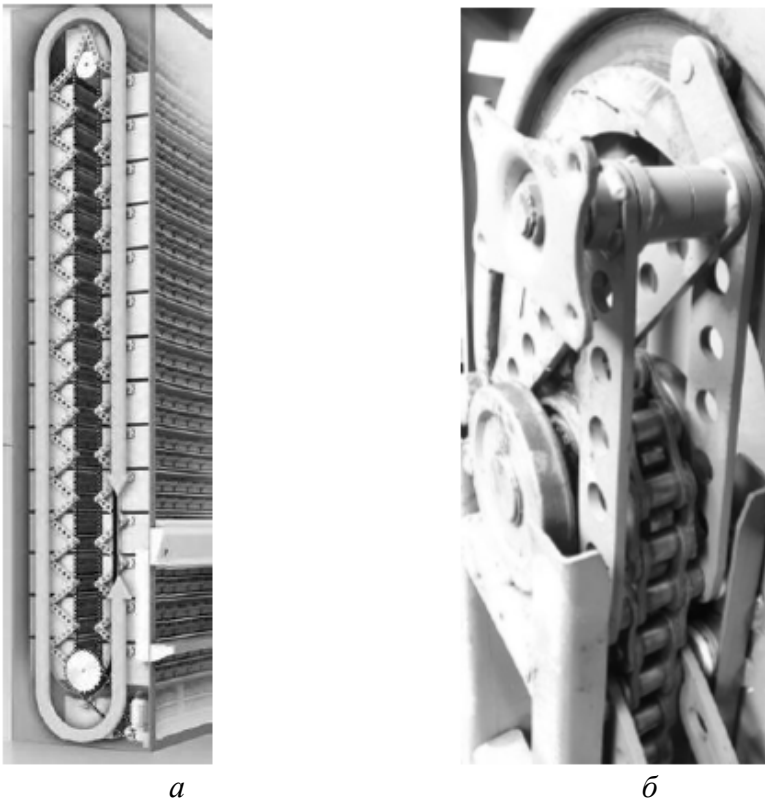


Рисунок 1 – Система вертикального складування (а) [10], механізм кріплення та горизонтальної стабілізації полиці (б)

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 $\varphi_A, \varphi_B, \varphi_C, \varphi_{CA}, \varphi_2$.

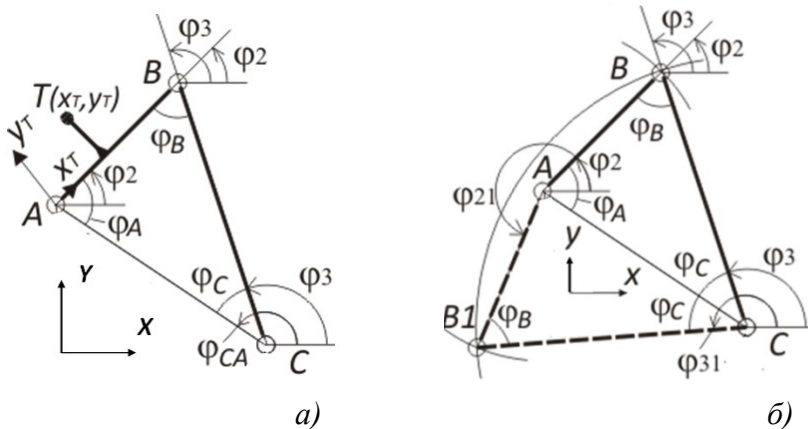


Рисунок 2 – Розрахункові схеми структурної групи механізму

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.

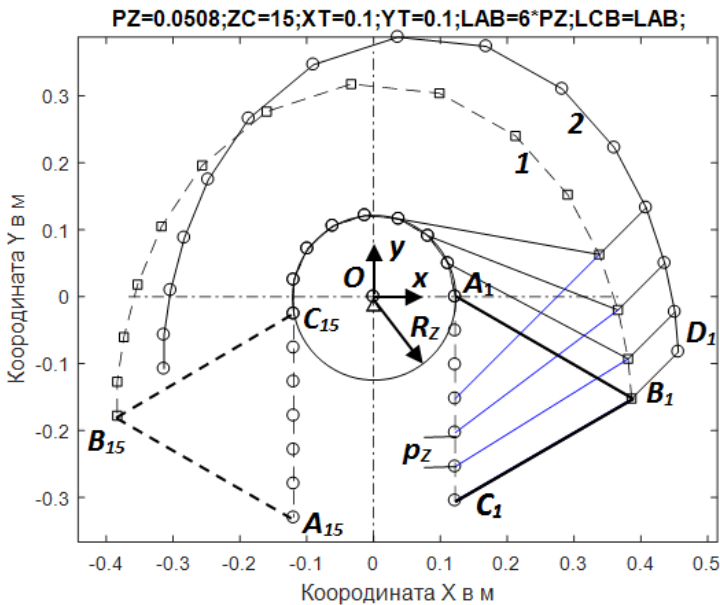


Рисунок 3 – Комп'ютерна покрокова візуалізація руху полиць відносно центру верхньої зірки несучого ланцюга

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.

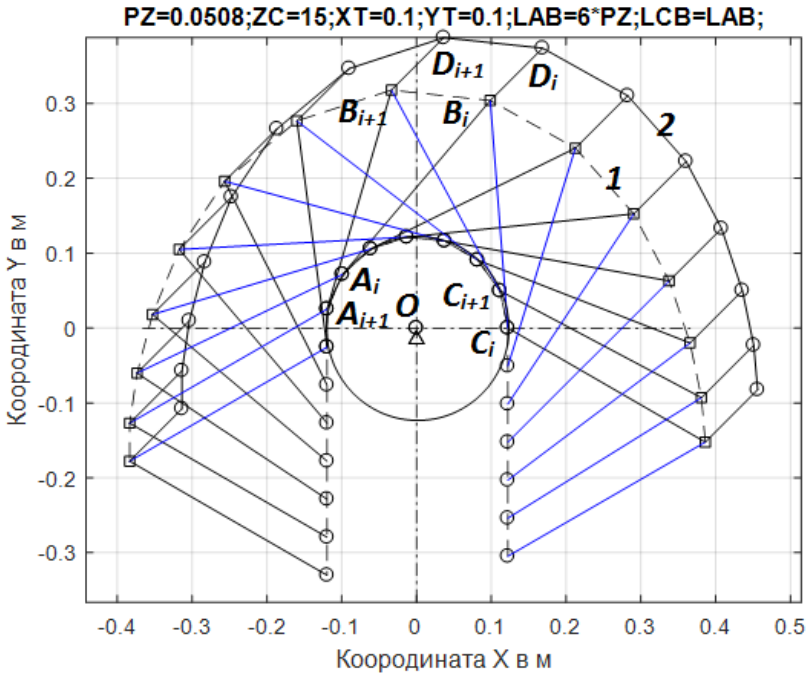


Рисунок 4 – Компютерна покрокова візуалізація руху полиць для визначення кінематичних параметрів руху

Швидкість руху несучого ланцюга визначається за формулою $V_z = \omega_z \cdot R_z$, де ω_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 ΔB , тоді швидкість переміщення точки B дорівнює $V_B = \Delta B / \Delta t_z$ і відношення швидкостей V_B / V_z визначаються за формулами дорівнює $\Delta B / p_z$.

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

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.

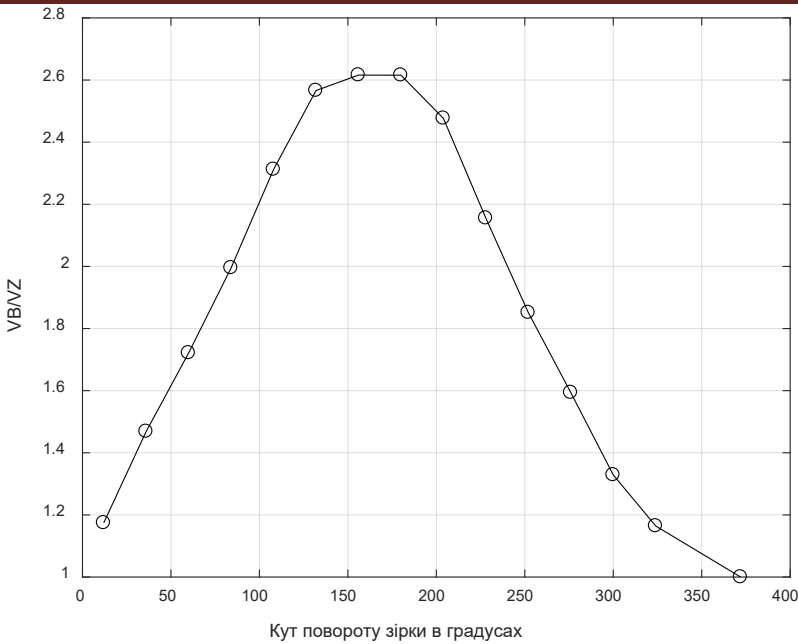


Рисунок 5 – Відношення швидкості точки B кріплення полиці до швидкості ланцюга на криволінійній частині траєкторії її руху

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.

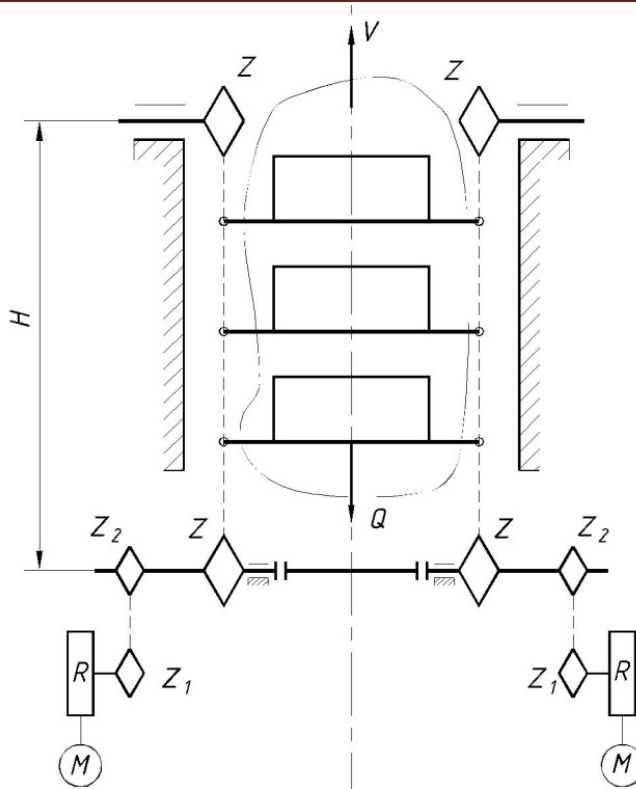


Рисунок 6 – Схема приводу системи вертикального складування

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).

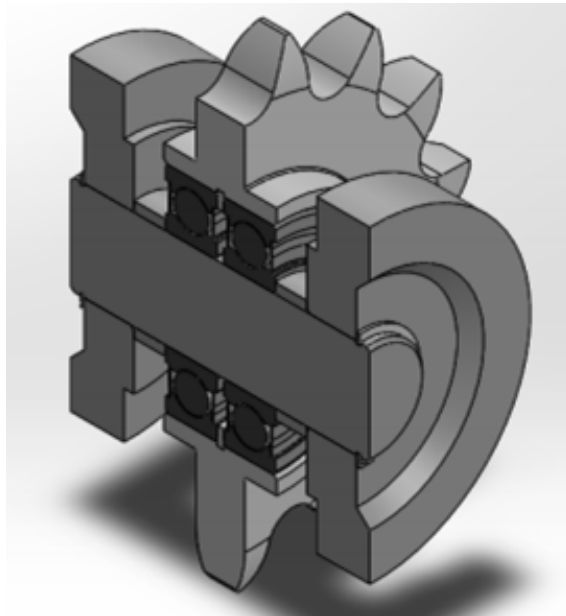


Рисунок 7– Конструкція опори верхньої зірки ланцюгового приводу

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.*