

УДК 621.86

В. М. Корендій, О. Ю. Качур

Національний університет “Львівська політехніка”,
кафедра механіки та автоматизації машинобудування

КІНЕМАТИКА МЕХАНІЗМУ КРІПЛЕННЯ ПОЛИЦІ ЕЛЕВАТОРНОГО СТЕЛАЖА

© Корендій В. М., Качур О. Ю., 2017

Запропоновано конструктивне виконання механізму стабілізації горизонтального положення полиці елеваторного стелажа з ланцюговим приводом. Виведено аналітичні залежності для описання траєкторій руху опорних та напрямного роликів механізму кріплення полиці. Подано формули для визначення горизонтального та вертикального зміщення центра дуги траєкторії руху напрямного ролика щодо центра привідної зірочки ланцюгової передачі під час проходження полицею “характерної” ділянки. Обґрунтовано адекватність отриманих аналітичних залежностей за допомогою аналізу збіжності координат шарнірів у граничних точках кожної з ділянок траєкторії руху полиці.

Ключові слова: елеваторний стелаж, траєкторія, механізм, ланцюговий привід.

The structural design of the mechanism of stabilization of horizontal position of the shelf of elevator shelving with a chain drive is proposed. The analytical dependencies for determination of the motion trajectory of supporting and guiding rollers of the shelf supporting mechanism are derived. The formulas for defining the horizontal and vertical displacement of the center of the arc of the trajectory of the guiding roller relative to the center of the driving star of the chain transmission during the shelf passing through the “characteristic” regions are presented. The adequacy of the obtained analytical dependences has been substantiated by analyzing the hinges coordinates in the boundary points of each of the sections of the shelf motion trajectory.

Key words: elevator shelving, trajectory, mechanism, chain drive.

Вступ. Однією з основних проблем, які виникають у процесі проектування, виготовлення та експлуатації елеваторних стелажів, є складність забезпечення горизонтального положення полиці в процесі її руху. Для вирішення цієї проблеми використовують два основні методи [1–3]: кінематичного (“жорсткого”) та динамічного зрівноважування полиць.

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 запуску елеваторного стелажа за рахунок виникнення інерційних навантажень. З метою зменшення впливу інерційних навантажень та обмеження коливних процесів під час запуску елеваторного стелажа за динамічного зрівноважування використовують два основні способи [4–6]: 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 стелажі [6]. Тому за необхідності забезпечення точної стабілізації горизонтального положення полиці незалежно від її кінематичного стану використовують “жорстке” зрівноважування, яке передбачає наявність опорно-направного механізму, що “примусово” забезпечує задане положення полиці на усіх ділянках траєкторії її руху.

Постановка проблеми. Спрощений загальний вигляд рухомої частини елеваторного стелажу показано на рис. 1 (показано лише чотири полицки із загальної кількості 24 та зменшено міжосьову відстань тягової ланцюгової передачі з 6 до 1 м). Основними складальними елементами елеваторного стелажу є опорно-натяжний вузол 1 (що складається із двох ведених зірочок 1-1 і 1-2, які з'єднані трубчастим порожнистим валом 1-3 та встановлені на підшипникових опорах 1-4 і 1-5 у верхній частині стелажу); привідний вузол 2 (що складається з двох ведучих зірочок 2-1 і 2-2, які з'єднані трубчастим порожнистим валом 2-3 та встановлені на підшипникових опорах 2-4 і 2-5 у нижній частині стелажу, та мотор редуктора 2-6, крутний момент від якого передається до ведучих зірочок через запобіжну втулково-пальцеву муфту 2-7); ланцюга 3, до якого приєднуються вузли 4 кріплення полиць 5 із напрямними механізмами 6.

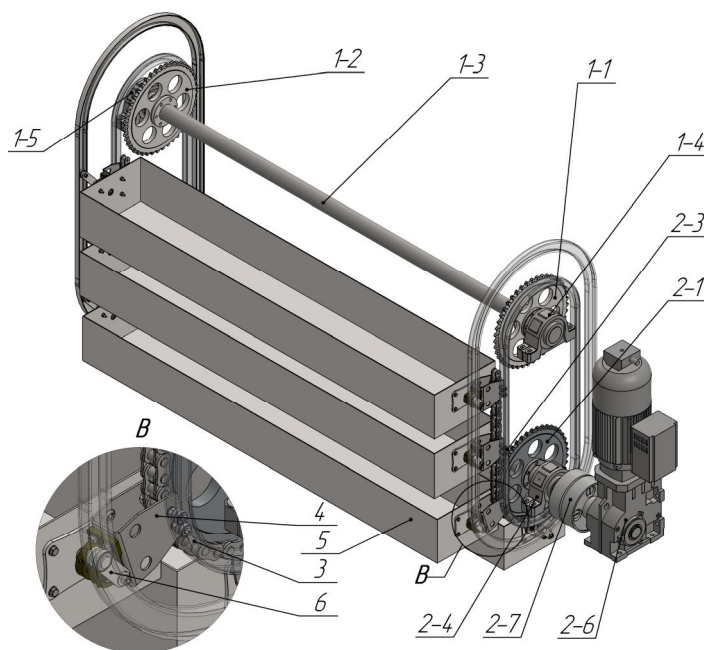


Рис. 1. Загальний вигляд вантажонесучої частини елеваторного стелажу

Загальний вигляд вузла приєднання полиці до привідного ланцюга із напрямним механізмом забезпечення її горизонтального положення показано на рис. 2. Основними елементами цього вузла є безпосередньо полиця 1, напрямний важіль 2, напрямний ролик (повзун) 3, напрямний швелер 4, опорні підшипникові вузли 5, кронштейн 6, привідний ланцюг 7 та напрямні ролики ланцюга 8.

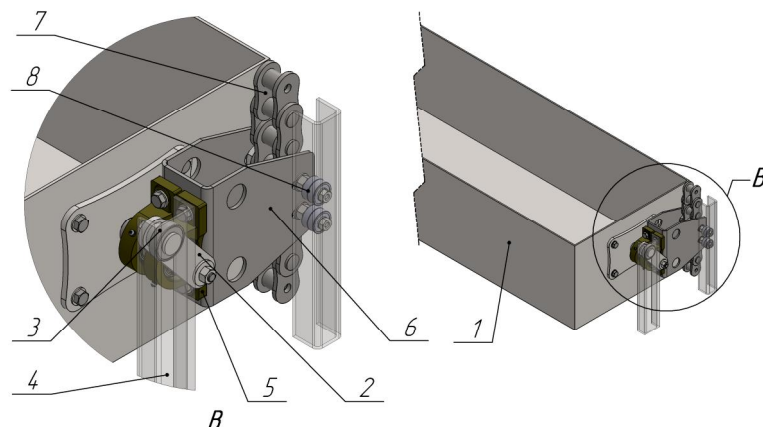


Рис. 2. Загальний вигляд вузла приєднання полиці до привідного ланцюга

Актуальність цієї наукової роботи зумовлена відсутністю у відкритому доступі результатів теоретичних та експериментальних досліджень кінематичних характеристик опорно-напрямних механізмів полиць елеваторних стелажів у різних режимах їх експлуатації, що унеможливило створення єдиної інженерної методики їх розрахунку і конструювання та апробацію існуючих математичних моделей [1–7]. Мета роботи полягає в забезпеченні необхідної точності стабілізації горизонтального положення полиці елеваторного стелажу під час проходження нею характерних ділянок траєкторії за використання кінематичного (“жорсткого”) зрівноважування (незалежно від кінематичного стану полиці).

Виклад основного матеріалу. Спрощені розрахункові схеми для подальшого аналізу кінематики механізму стабілізації горизонтального положення полиці у процесі проходження нею привідної зірочки ланцюгової передачі показані на рис. 3.

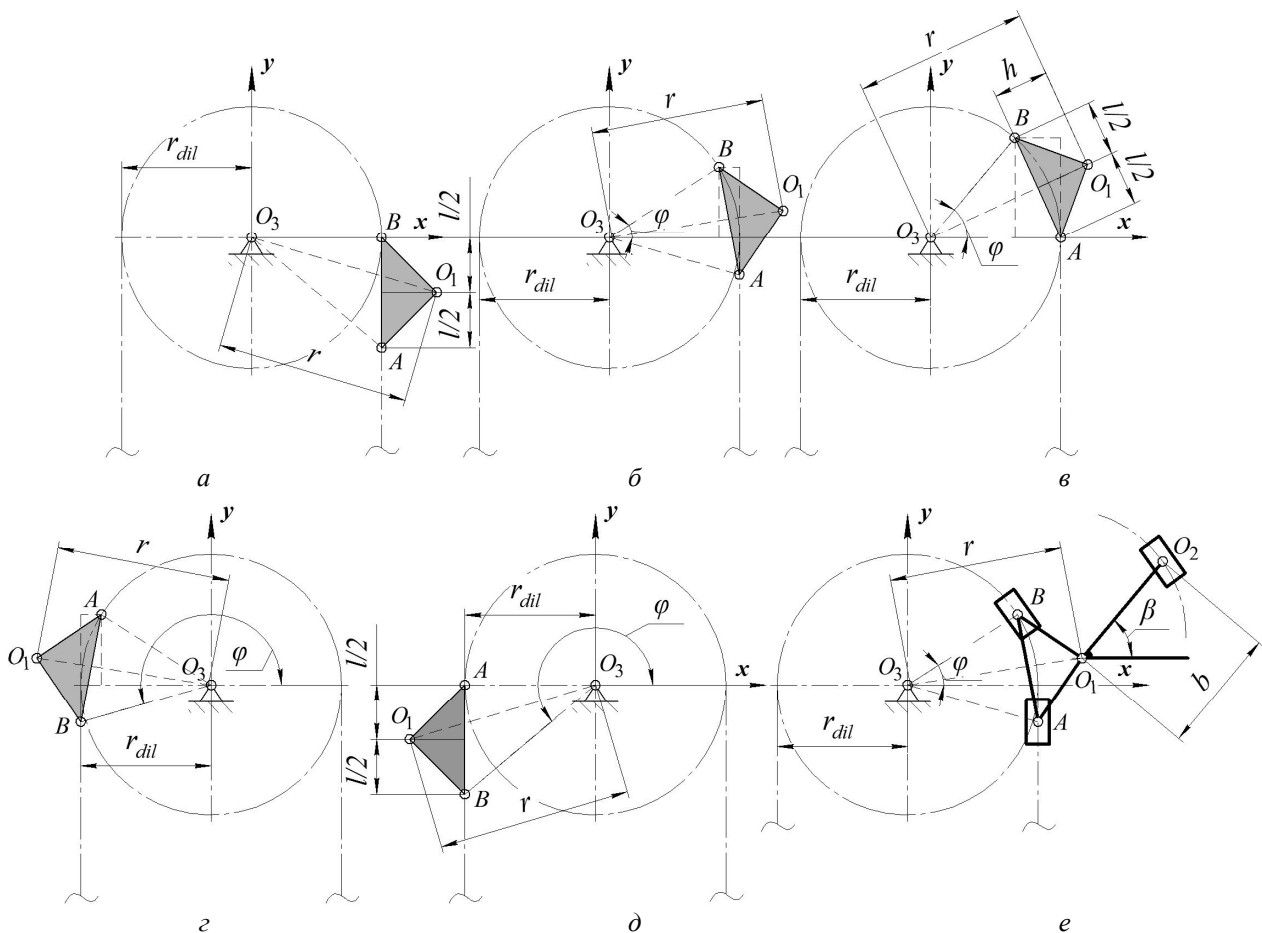


Рис. 3. Спрощені розрахункові схеми для аналізу кінематики механізму кріплення полиці

Отже, механізм кріплення полиці складається з двох опорних повзунів, які шарнірно з'єднуються з привідним (тяговим) ланцюгом у точках А та В (рис. 3, е). До кронштейна ABO_1 шарнірно приєднується поличка з напрямним важелем O_1O_2 . Шарнір O_2 важеля O_1O_2 з'єднується з напрямним повзуном, який забезпечує горизонтальне положення полички на усій траєкторії її руху.

Оберемо прямокутну декартову систему координат з центром у точці O_3 , яка збігається з віссю обертання привідної зірочки. За додатний напрям руху зірочки виберемо обертання проти годинникової стрілки, що, відповідно до розрахункової схеми рис. 3, зумовлюватиме піднімання полички вгору. До моменту набігання осі одного з повзунів на привідну зірочку (рис. 3, а) абсциси шарнірів механізму кріплення полички будуть такими:

$$x_A = x_B = r_{dil}; \quad x_{O_1} = r_{dil} + h; \quad x_{O_2} = r_{dil} + h + b \cdot \cos b, \quad (1)$$

де r_{dil} – ділительний діаметр ведучої зірочки ланцюгової передачі; h , b , b – геометричні розміри механізму кріплення полиці.

Ординати шарнірів механізму кріплення полиці змінюватимуться в процесі руху полицки. До моменту набігання осі одного з повзунів на привідну зірочку (рис. 3, а), прийнявши за базову точку B , абсциси шарнірів механізму кріплення полицки будуть такими:

$$y_A = y_B - l = r_{dil} \cdot \operatorname{tg} j - l; \quad y_{O_1} = y_B - \frac{l}{2} = r_{dil} \cdot \operatorname{tg} j - \frac{l}{2}; \quad (2)$$

$$y_{O_2} = y_B - \frac{l}{2} + b \cdot \sin b = r_{dil} \cdot \operatorname{tg} j - \frac{l}{2} + b \cdot \sin b.$$

Від моменту набігання осі одного з повзунів на привідну зірочку ланцюгової передачі до моменту набігання осі іншого повзуна (рис. 3, б) координати шарнірів механізму кріплення полицки будуть такими:

$$\begin{aligned} x_B &= r_{dil} \cdot \cos j; & y_B &= r_{dil} \cdot \sin j; \\ x_A &= r_{dil}; & y_A &= y_B - \sqrt{l^2 - (r_{dil} - x_B)^2} = r_{dil} \cdot \sin j - \sqrt{l^2 - (r_{dil} - r_{dil} \cdot \cos j)^2}; \\ r &= \sqrt{\left(r_{dil}^2 + \left(h^2 + \left(\frac{l}{2} \right)^2 \right) - 2 \cdot r_{dil} \cdot \sqrt{h^2 + \left(\frac{l}{2} \right)^2} \times \right.} \\ &\quad \left. \times \cos \left(\arccos \left(\frac{l^2 - \left(r_{dil} \cdot \sin j - \sqrt{l^2 - r_{dil}^2 \cdot (1 - \cos j)^2} \right)^2}{2 \cdot r_{dil} \cdot l} \right) + \operatorname{arctg} \left(\frac{2 \cdot h}{l} \right) \right) \right); \\ x_{O_1} &= r \cdot \cos \left(j - \arccos \left(\frac{r_{dil}^2 + r^2 - \left(h^2 + \left(\frac{l}{2} \right)^2 \right)}{2 \cdot r_{dil} \cdot r} \right) \right); \\ y_{O_1} &= r \cdot \sin \left(j - \arccos \left(\frac{r_{dil}^2 + r^2 - \left(h^2 + \left(\frac{l}{2} \right)^2 \right)}{2 \cdot r_{dil} \cdot r} \right) \right); \\ x_{O_2} &= r \cdot \cos \left(j - \arccos \left(\frac{r_{dil}^2 + r^2 - \left(h^2 + \left(\frac{l}{2} \right)^2 \right)}{2 \cdot r_{dil} \cdot r} \right) \right) + b \cdot \cos b; \\ y_{O_2} &= r \cdot \sin \left(j - \arccos \left(\frac{r_{dil}^2 + r^2 - \left(h^2 + \left(\frac{l}{2} \right)^2 \right)}{2 \cdot r_{dil} \cdot r} \right) \right) + b \cdot \sin b. \end{aligned} \quad (3)$$

З формул (3) випливає, що від моменту набігання осі одного з повзунів на привідну зірочку ланцюгової передачі до моменту набігання осі іншого повзуна, траєкторія руху напрямного ролика O_2 (рис. 3, б) залежатиме від кута φ , тобто вона не буде “ідеально” коловою.

Під час знаходження осей обох опорних роликів на ділільному діаметрі привідної зірочки (рис. 3, в) координати шарнірів механізму кріплення полицки будуть такими:

$$\begin{aligned}
 x_B &= r_{dil} \cdot \cos j ; & y_B &= r_{dil} \cdot \sin j ; & x_A &= r_{dil} \cdot \cos \left(j - \arccos \left(\frac{2 \cdot r_{dil}^2 - l^2}{2 \cdot r_{dil}^2} \right) \right); \\
 y_A &= r_{dil} \cdot \sin \left(j - \arccos \left(\frac{2 \cdot r_{dil}^2 - l^2}{2 \cdot r_{dil}^2} \right) \right); & r &= \sqrt{r_{dil}^2 - \left(\frac{l}{2} \right)^2} + h ; \\
 x_{O_1} &= \left(\sqrt{r_{dil}^2 - \left(\frac{l}{2} \right)^2} + h \right) \cdot \cos \left(j - \arccos \left(\frac{r_{dil}^2 + r^2 - \left(h^2 + \left(\frac{l}{2} \right)^2 \right)}{2 \cdot r_{dil} \cdot r} \right) \right); \\
 y_{O_1} &= \left(\sqrt{r_{dil}^2 - \left(\frac{l}{2} \right)^2} + h \right) \cdot \sin \left(j - \arccos \left(\frac{r_{dil}^2 + r^2 - \left(h^2 + \left(\frac{l}{2} \right)^2 \right)}{2 \cdot r_{dil} \cdot r} \right) \right); \\
 x_{O_2} &= \left(\sqrt{r_{dil}^2 - \left(\frac{l}{2} \right)^2} + h \right) \cdot \cos \left(j - \arccos \left(\frac{r_{dil}^2 + r^2 - \left(h^2 + \left(\frac{l}{2} \right)^2 \right)}{2 \cdot r_{dil} \cdot r} \right) \right) + b \cdot \cos b ; \\
 y_{O_2} &= \left(\sqrt{r_{dil}^2 - \left(\frac{l}{2} \right)^2} + h \right) \cdot \sin \left(j - \arccos \left(\frac{r_{dil}^2 + r^2 - \left(h^2 + \left(\frac{l}{2} \right)^2 \right)}{2 \cdot r_{dil} \cdot r} \right) \right) + b \cdot \sin b .
 \end{aligned} \tag{4}$$

З формул (4) випливає, що у момент знаходження осей обох опорних роликів на ділільному діаметрі привідної зірочки траєкторія руху напрямного ролика O_2 (рис. 3, в) не залежатиме від кута φ . Тому з метою забезпечення горизонтальності несучої поверхні полицки на цій ділянці руху напрямний ролик повинен рухатися по коловій траєкторії радіусом $r = \sqrt{r_{dil}^2 - \left(\frac{l}{2} \right)^2} + h$.

Від моменту збігання осі одного з повзунів з привідної зірочки ланцюгової передачі до моменту збігання осі іншого повзуна (рис. 3, г) координати шарнірів механізму кріплення полицки будуть такими:

$$\begin{aligned}
 x_B &= -r_{dil} ; & y_B &\leq 0 = -r_{dil} \cdot \operatorname{tg} j ; & x_A &= r_{dil} \cdot \cos \left(j - \arccos \left(\frac{r_{dil}^2 \cdot (2 + \operatorname{tg}^2 j) - l^2}{2 \cdot r_{dil}^2 \cdot \sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 j}} \right) \right); \\
 y_A &= r_{dil} \cdot \sin \left(j - \arccos \left(\frac{r_{dil}^2 \cdot (2 + \operatorname{tg}^2 j) - l^2}{2 \cdot r_{dil}^2 \cdot \sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 j}} \right) \right); \\
 r &= \sqrt{r_{dil}^2 + \left(h^2 + \left(\frac{l}{2} \right)^2 \right) - 2 \cdot r_{dil} \cdot \sqrt{h^2 + \left(\frac{l}{2} \right)^2} \cdot \cos \left(\arccos \left(\frac{l^2 - r_{dil}^2 \cdot \operatorname{tg}^2 j}{2 \cdot r_{dil} \cdot l} \right) + \operatorname{arctg} \left(\frac{2 \cdot h}{l} \right) \right)};
 \end{aligned} \tag{5}$$

$$\begin{aligned}
x_{O_1} &= r \cdot \cos \left(j - \arccos \left(\frac{r_{dil}^2 \cdot (1 + \operatorname{tg}^2 j) + r^2 - \left(h^2 + \left(\frac{l}{2} \right)^2 \right)}{2 \cdot r_{dil} \cdot \sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 j} \cdot r} \right) \right); \\
y_{O_1} &= r \cdot \sin \left(j - \arccos \left(\frac{r_{dil}^2 \cdot (1 + \operatorname{tg}^2 j) + r^2 - \left(h^2 + \left(\frac{l}{2} \right)^2 \right)}{2 \cdot r_{dil} \cdot \sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 j} \cdot r} \right) \right); \\
x_{O_2} &= r \cdot \cos \left(j - \arccos \left(\frac{r_{dil}^2 \cdot (1 + \operatorname{tg}^2 j) + r^2 - \left(h^2 + \left(\frac{l}{2} \right)^2 \right)}{2 \cdot r_{dil} \cdot \sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 j} \cdot r} \right) \right) + b \cdot \cos b; \\
y_{O_2} &= r \cdot \sin \left(j - \arccos \left(\frac{r_{dil}^2 \cdot (1 + \operatorname{tg}^2 j) + r^2 - \left(h^2 + \left(\frac{l}{2} \right)^2 \right)}{2 \cdot r_{dil} \cdot \sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 j} \cdot r} \right) \right) + b \cdot \sin b.
\end{aligned}$$

З формул (5) випливає, що від моменту збігання осі одного з повзунів з привідної зірочки ланцюгової передачі до моменту збігання осі іншого повзуна траєкторія руху прямого ролика O_2 (рис. 3, з) залежатиме від кута φ , тобто не буде “ідеально” коловою.

Від моменту збігання осей обох повзунів з привідної зірочки (рис. 3, д) координати шарнірів механізму кріплення полицки будуть такими:

$$\begin{aligned}
x_A = x_B &= -r_{dil}; & y_A = y_B + l &= -r_{dil} \cdot \operatorname{tg} j + l; & x_{O_1} &= -r_{dil} - h; \\
y_{O_1} &= y_B + \frac{l}{2} = -r_{dil} \cdot \operatorname{tg} j + \frac{l}{2}; & x_{O_2} &= -r_{dil} - h + b \cdot \cos b; \\
y_{O_2} &= y_B + \frac{l}{2} + b \cdot \sin b = -r_{dil} \cdot \operatorname{tg} j + \frac{l}{2} + b \cdot \sin b.
\end{aligned} \tag{6}$$

Отже, формули (1) – (6) описують траєкторії руху усіх шарнірів механізму кріплення полицки елеваторного стелажу. Однак у подальшому необхідно підтвердити їх адекватність підстановкою конкретних геометричних параметрів і дослідження відповідних крайових (граничних) умов, тобто за допомогою аналізу збіжності координат шарнірів у граничних точках кожної з ділянок траєкторії руху полицки.

Приймаємо такі геометричні параметри механізму кріплення полицки: $r_{dil} \approx 347,5$ мм, $l = 50,8$ мм, $h \approx 222,1$ мм, $b = 150$ мм, $b = 50^\circ$. Підставляючи ці параметри у рівняння (1)–(6), визначимо координати шарнірів механізму на початку та в кінці кожної з розглянутих ділянок траєкторії руху полицки, тобто для $j = 0^\circ$, $j = \arccos \left(\frac{2 \cdot r_{dil}^2 - l^2}{r_{dil}^2} \right) = \arccos \left(\frac{2 \cdot 347,5^2 - 50,8^2}{347,5^2} \right) \approx 8,4^\circ$, $j \approx 180^\circ$, $j \approx 180^\circ + 8,4^\circ = 188,4^\circ$. Результати розрахунків подано у таблиці.

Результати моделювання траєкторії руху опорної осі та осі прямого ролика полицки у програмному продукті MathCAD з використанням рівнянь (1) – (6) показано на рис. 4, а. Симуляційну модель руху прямого ролика механізму кріплення полицки елеваторного стелажу, побудована на основі його твердотільного моделювання у програмному продукті SolidWorks, показано на рис. 4, б. Порівнюючи результати теоретичних досліджень (рис. 4, а) та віртуального експерименту (рис. 4, б), можемо зробити висновок про їх задовільну збіжність.

**Координати шарнірів механізму кріплення полицки
у характерних точках траєкторії її руху, розраховані за формулами (1) – (6)**

	$j = 0^\circ$		$j = 8,4^\circ$		$j = 180^\circ$		$j = 188,4^\circ$	
Формула	(1) – (2)	(3)	(3)	(4)	(4)	(5)	(5)	(6)
x_B , мм	347,5	347,5	343,8	343,8	-347,5	-347,5	-347,5	-347,5
y_B , мм	0	0	50,8	50,8	0	0	-51,3	-51,3
x_A , мм	347,5	347,5	347,5	347,5	-343,8	-343,8	-347,5	-347,5
y_A , мм	-50,8	-50,8	0,1	0,1	50,7	50,7	-0,5	-0,5
x_{O_1} , мм	569,6	569,6	567,1	567,1	-567,1	-567,1	-569,6	-569,6
y_{O_1} , мм	-25,4	-25,4	41,7	41,7	41,6	41,6	-25,9	-25,9
x_{O_2} , мм	666	666	663,6	663,6	-470,7	-470,7	-473,2	-473,2
y_{O_2} , мм	89,5	89,5	156,6	156,6	156,5	156,5	89	89

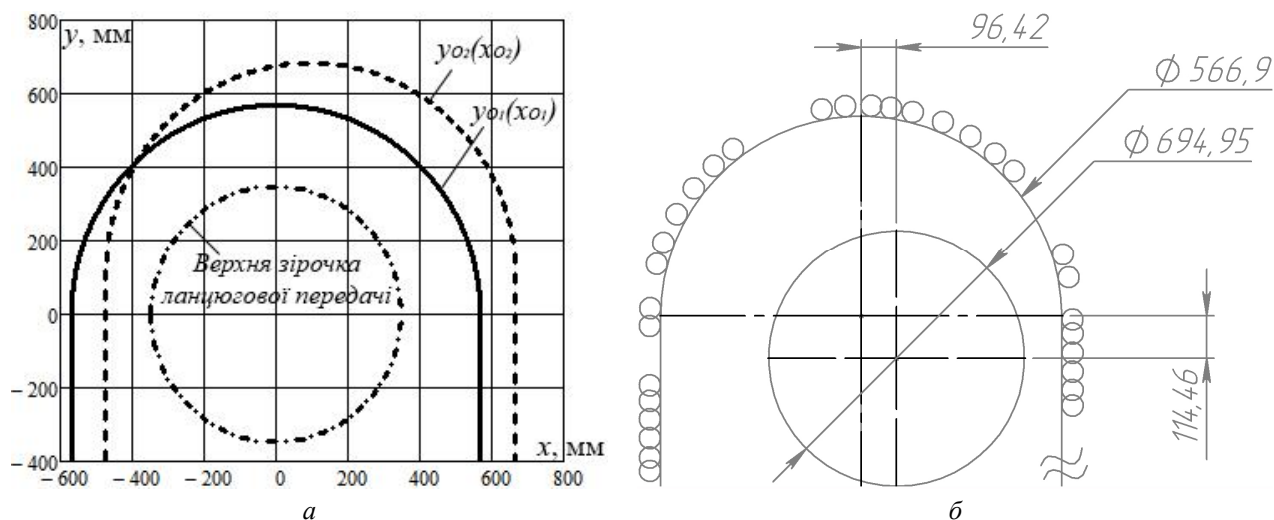


Рис. 4. Результати моделювання траєкторії руху опорної осі і напрямного ролика полицки за формулами (1) – (6) у програмному продукті MathCAD (а) та симуляційна модель руху напрямного ролика, побудована у програмному продукті SolidWorks (б)

Висновки. У роботі розглянуто конструктивні і функціональні особливості елеваторного стелажа з ланцюговим приводом, обґрунтовано структуру і параметри механізму стабілізації горизонтального положення полиці під час використання кінематичного (“жорсткого”) зрівноважування. Виведено аналітичні залежності для описання траєкторій руху опорних та напрямного роликів механізму кріплення полиці. Наведено формули для визначення горизонтального та вертикального зміщення центра дуги траєкторії руху напрямного ролика щодо центра привідної зірочки ланцюгової передачі під час проходження полицею “характерної” ділянки. Обґрунтовано адекватність отриманих аналітичних залежностей підстановкою конкретних геометричних параметрів і дослідженням відповідних крайових (граничних) умов, тобто за допомогою аналізу збіжності координат шарнірів у граничних точках кожної з ділянок траєкторії руху полицки. Наведено результати моделювання траєкторії руху осі напрямного ролика полицки у програмному продукті MathCAD з використанням рівнянь (1)–(6) та результати віртуального

експерименту, проведеного на основі твердотільного моделювання механізму кріплення полички у програмному продукті SolidWorks.

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. Смехов А. А. Автоматизированные склады. – М.: Машиностроение, 1979. – 288 с.
3. Кукина С. Д., Хикматуллина Ю. М., Смекалова О. С. Проблема технического обеспечения складского технологического процесса: выбор и сравнение автоматических стеллажей // *Экономика и управление: новые вызовы и перспективы*. – 2012. – № 3. – С. 259–262.
4. Деружинский В. Е., Шрамко А. П., Мальцева Н. Е. Актуальные аспекты автоматизации и роботизации погрузочно-разгрузочных и транспортно-складских операций // *Эксплуатация морского транспорта*. – 2016. – № 4 (86). – С. 13–29.
5. Arnold W. Experience with Modifications to Paternoster-Type Lifts // *Elevator World*. – 1997. – Vol. 45. – P. 130–136.
6. Lampugnani V. M., Hartwig L. Vertical Lift, Elevator, Paternoster: A Cultural History of Vertical Transport. – Berlin: Ernst & Sohn, 1994. – 145 p.
7. Markon S. A., Kita H., Kise H., Bartz-Beielstein Th. Control of Traffic Systems in Buildings. – London: Springer, 2006. – 278 p.