

Синтез механізму вирівнювання швидкості ланцюга привода конвеєра

В.Т. Сенкус, к.т.н., А.Б. Коломієць, к.т.н., В.О. Босак, Українська академія друкарства, м. Львів

Технологічний процес будь-якого виробництва нерозривно пов'язаний із переміщенням вантажів, починаючи з подачі сировини і закінчуючи виходом готової продукції. Для переміщення сипких і поштучних вантажів широко застосовуються ланцюгові конвеєри [1], у яких через нерівномірний рух ланцюга виникають прискорення, що спричиняють динамічні навантаження. Особливо це відчутно в роботі пластинчастих конвеєрів з великим кроком ланцюгів, які використовують у різних галузях виробництва, зокрема в пакувальній і поліграфічній промисловості для транспортування продукції між операційними пристроями автоматичних ліній, з'єднання різного типу устаткування в лінію, транспортування рулонів картону або паперу зі складу до друкарських машин, а також у гірничій та металургійній галузях. У статті розглядається кінематика ланцюгових транспортерів і приводиться синтез нового механізму для вирівнювання швидкості ланцюга.

У праці [2] наведено залежності для визначення швидкостей і прискорень ланцюга в інваріантному вигляді як для кривошипно-повзунного механізму з ведучим кривошипом r (де r — радіус ділительного кола зірочки 1), шатуном $AB = p$ (де p — крок ланцюга), повзунком B , яким є наступна ланка ланцюга, і дезаксіалом a (рис. 1).

Інваріант швидкості та прискорення ланцюга:

$$V_{Bi} = \sin \varphi + \cos \varphi \cdot \operatorname{tg} \beta, \quad (1)$$

$$W_{Bi} = \cos \varphi + \frac{\cos^2 \varphi}{\lambda \cdot \cos^3 \beta} - \sin \varphi \cdot \operatorname{tg} \beta, \quad (2)$$

де $\beta = \arcsin \left(\frac{\sin \varphi - \alpha}{\lambda} \right)$ — змінний кут, φ — кут повороту зірочки з постійною швидкістю;

$\alpha = \frac{a}{r} = \cos \frac{\pi}{z}$ — геометричний параметр дезаксіалу;

$\lambda = \frac{p}{r} = 2 \cdot \sin \frac{\pi}{z}$ — геометричний параметр довжини шатуна AB (кроку ланцюга);

$r = \frac{p}{2 \cdot \sin \frac{\pi}{z}}$ — радіус ділительного кола зірочки 1;

p — крок ланцюга;

z — кількість зубців зірочки;

$a = r \cdot \cos \frac{\pi}{z}$ — дезаксіал.

Абсолютні значення швидкостей і прискорень:

$$V_B = V_{Bi} \cdot r \cdot \omega_1 = V_{Bi} \cdot \frac{p}{2 \cdot \sin \frac{\pi}{z}} \cdot \omega_1, \quad (3)$$

$$W_B = W_{Bi} \cdot r \cdot \omega_1^2 = W_{Bi} \cdot \frac{p}{2 \cdot \sin \frac{\pi}{z}} \cdot \omega_1^2, \quad (4)$$

де ω_1 — кутова швидкість зірочки.

Як видно з формул (3) і (4), при збільшенні кроку ланцюга p і зменшенні кількості зубців зірочки швидкість і прискорення ланцюга зростають. Практика експлуатації пластинчастих конвеєрів засвідчує, що за умови кроку ланцюга $100 \div 630$ мм [1] та кількості зубців тягової зірочки $z = 5 \div 8$ значні прискорення можуть призводити до великих стрибкових динамічних навантажень.

На рис. 2 зображена залежність кутової швидкості і прискорення конвеєра, побудованих за результатами розрахунків за формулами (3) і (4) для кроку ланцюга $p = 200$ мм і числа зубців зірочки $z = 6$. Розрахунки виконані для кутової швидкості зірочки $\omega_1 = 6$ рад/с. Показано зміну для трьох зубців зірочки.

Як видно з рис. 2, швидкість ланцюга V_B спочатку зростає з $1,04$ м/с до $1,21$ м/с. Після чого зменшується до $1,04$ м/с. Прискорення ланцюга стрибає від нуля до $W_{Bmax} = 5,4$ м/с², потім зменшується, переходить через нуль і прямує до значення $W_{Bmin} = -2,1$ м/с². При тому така зміна швидкостей і прискорень ланцюга V_B і W_B повторюється шість разів за один оберт зірочки.

Для зменшення динамічних навантажень у ланцюгових конвеєрах застосовують механізми вирівнювання швидкості ланцюгів з некруглими зубчастими колесами або спеціальним ланцюговим механізмом [1, 2], у

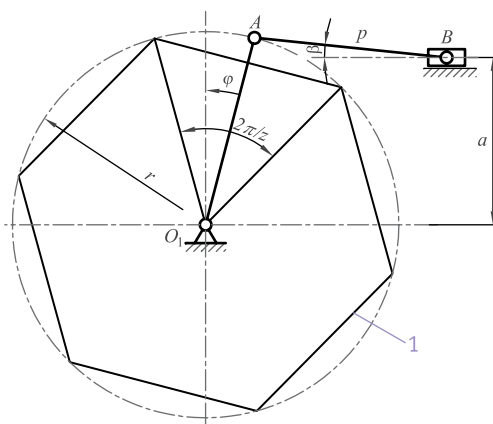
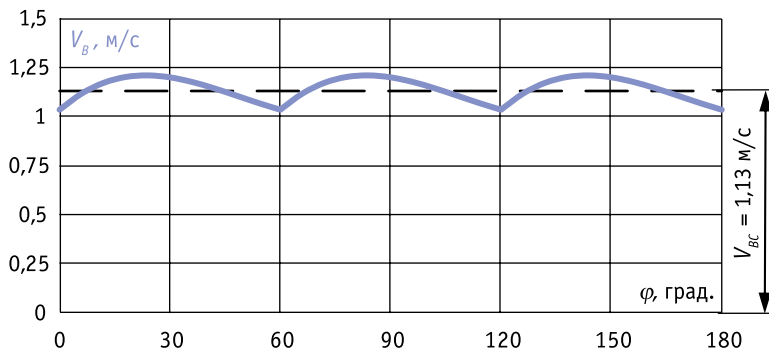
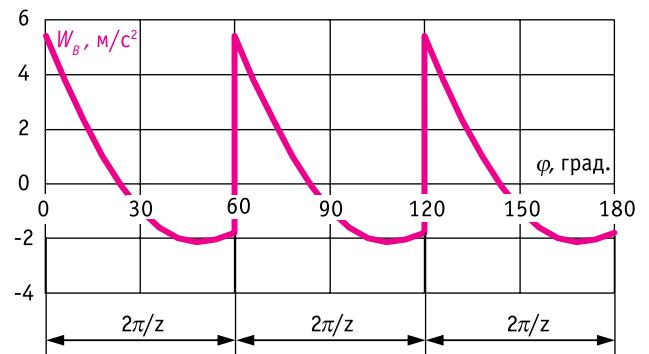


Рис. 1. Схема для аналізу кінематики ланцюгового транспортера



а)



б)

Рис. 2. Залежність кутової швидкості (а) і прискорення (б) конвеєра від кута повороту зірочки

яких завдяки нерівномірній швидкості приводної зірочки ланцюг переміщується з постійною швидкістю.

У механізмі з некругим зубчастим колесом 2 (рис. 3а) кількість впадин зубчастого колеса дорівнює кількості зубців тягової зірочки 3. Ведуча шестерня 1, посажена на вал з ексцентриситетом, повертається на кут 360° за час повороту тягової зірочки на кут 180° . Тягова зірочка 3 обертається зі змінною швидкістю і забезпечує майже постійну швидкість ланцюга 4.

Швидкість ланцюга 4 (рис. 3б), близьку до рівномірної, забезпечує механізм з коротколанковою передачею. Коротколанковий ланцюг 1 огинає зірочку 2 і лягає декількома ланками на грані, паралельні граням тягової зірочки 3, створюючи змінну швидкість обертання зірочок 3 і 2 та, відповідно, постійну швидкість тягового ланцюга 4.

Обидва механізми не забезпечують постійної швидкості тягового ланцюга. Крім того, в механізмі, зображеному на рис. 3а, складна технологія виготов-

лення некрутого зубчастого колеса, а в механізмі, зображеному на рис. 3б, збільшуються габарити приводу.

Авторами запропоновано оригінальний пристрій [3], у якому вирівнювання швидкості ланцюга конвеєра здійснюється завдяки нерівномірному обертанню приводної зірочки, рух якої корегує кулачково-важільний механізм.

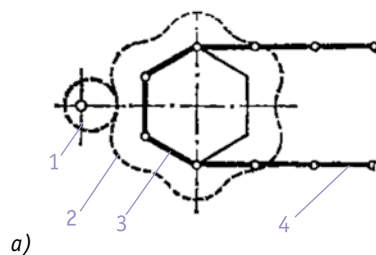
Він складається із зірочки 1 (рис. 4), жорстко посаженої на валу 2, на якому вільно посаджене водило 3. До протилежного кінця водила 3 шарнірно приєднане двоплече коромисла 4 з роликом 5, що знаходиться в пазу нерухомого кулачка 6. Протилежний кінець двоплечого коромисла 4 шарнірно з'єднаний з шатуном 7, який шарнірно приєднаний до веденого коромисла 8, жорстко посаженого на валу 2, на якому закріплена зірочка 1. Зірочка 1 приводить у рух ланцюг 9. Механізм працює таким чином. При обертанні водила 3 з постійною кутовою швидкістю ролик 5 коромисла 4 переміщується в пазу нерухомого кулачка 6 і через шатун 7 корегує



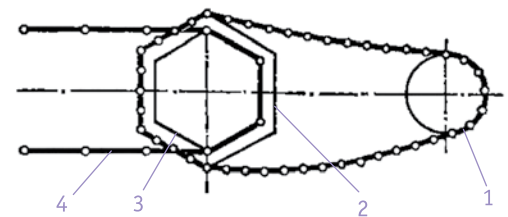
переміщення веденого коромисла 8 і з'єднаного з ним вала 2 з жорстко закріпленою зірочкою 1 конвеєра. Внаслідок цього зірочка 1 обертається нерівномірно за потрібним законом, що забезпечує рух ланцюга 9 з постійною швидкістю.

Знайдемо взаємозв'язок між переміщеннями ланцюга (повзуна B) і кутом ψ повороту зірочки (кривошипа O_1A) для випадку руху ланцюга з постійною швидкістю. Для цього визначимо кут:

$$\angle BO_1N = \arctg \frac{BN}{O_1N} = \arctg \frac{a}{c-s}. \quad (5)$$



а)



б)

Рис. 3. Принципові схеми механізму вирівнювання швидкості ланцюгів: з некругим зубчастим колесом (а), з коротколанковою передачею (б)

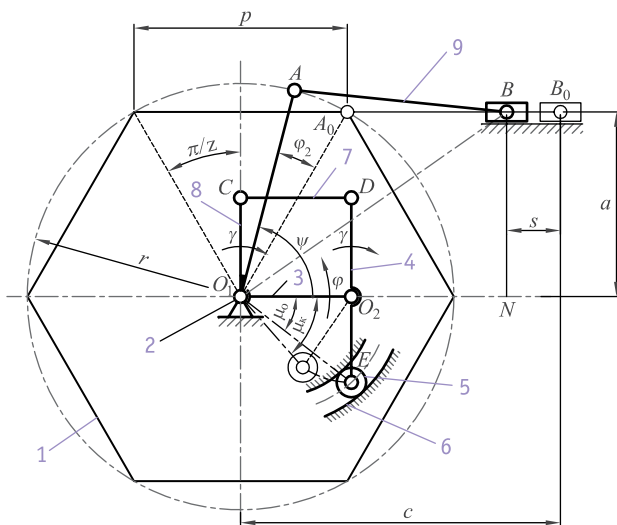


Рис. 4. Схема механізму вирівнювання швидкості ланцюга приводу конвеєра

$\theta(k)$	$\rho(k)$
0	90
6.344	91.015
12.316	90.933
18.092	90.271
23.786	89.369
29.484	88.477
35.252	87.794
41.149	87.488
47.219	87.695
53.497	88.515
60	90

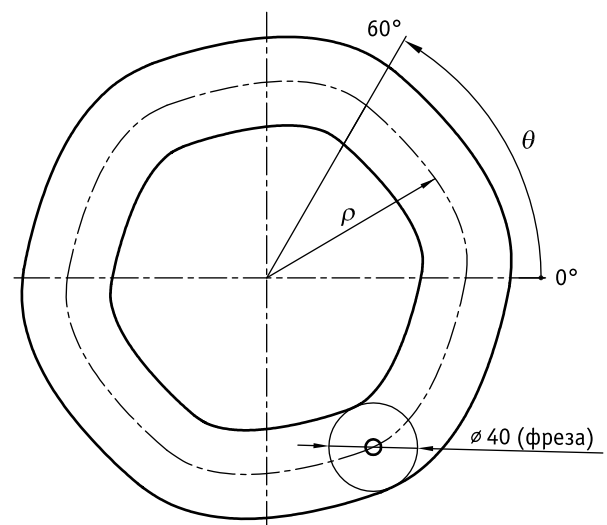


Рис. 5. Профіль кулачка, який забезпечує рух ланцюга з середньою постійною швидкістю

Розмір c визначаємо для положення кривошипно-повзунного механізму за умови, що точка B займає крайнє праве положення:

$$c = \frac{3}{2}p. \quad (6)$$

Розділимо чисельник і знаменник формули (5) на радіус зірочки r . Тоді, відповідно, чисельник та знаменник матимуть вигляд:

$$\frac{a}{r} = \frac{r \cdot \cos \frac{\pi}{z}}{r} = \cos \frac{\pi}{z},$$

$$\frac{\frac{3}{2}p}{r} - \frac{k \cdot p}{r} = \frac{2 \cdot \frac{3}{2}p \cdot \sin \frac{\pi}{z}}{p} - \frac{2k \cdot p \cdot \sin \frac{\pi}{z}}{p} = (3 - 2k) \cdot \sin \frac{\pi}{z}.$$

Тут $s = k \cdot p$ — поточне переміщення ланцюга (повзуна B) з постійною швидкістю. Для отримання рівномірного руху коефіцієнт k має змінюватися рівномірно від нуля до одиниці.

Підставивши значення чисельника і знаменника в (5), одержимо вираз:

$$\angle BO_1N = \arctg \frac{\text{ctg} \frac{\pi}{z}}{3 - 2k}. \quad (7)$$

З трикутника AO_1B :

$$\angle AO_1B = \arccos \frac{O_1A^2 + O_1B^2 - AB^2}{2 \cdot O_1A \cdot O_1B}. \quad (8)$$

З трикутника O_1BN :

$$O_1B^2 = O_1N^2 + BN^2 = (c - s)^2 + a^2.$$

Тоді вираз (8) матиме вигляд:

$$\angle AO_1B = \arccos \frac{r^2 + (c - s)^2 + a^2 - p^2}{2 \cdot r \cdot \sqrt{(c - s)^2 + a^2}}. \quad (9)$$

Розділивши чисельник і знаменник на радіус кривошипа, одержуємо:

$$\begin{aligned} \angle AO_1B = \\ = \arccos \frac{1 + (3k - 2)^2 \cdot \sin^2 \frac{\pi}{z} + \cos^2 \frac{\pi}{z} - 4 \cdot \sin^2 \frac{\pi}{z}}{2 \cdot \sqrt{(3k - 2)^2 \cdot \sin^2 \frac{\pi}{z} + \cos^2 \frac{\pi}{z}}}. \end{aligned} \quad (10)$$

Кут повороту, відрахований від горизонталі зірочки, що забезпечує рух ланцюга з постійною швидкістю, дорівнює сумі кутів:

$$\psi = \angle BO_1N + \angle AO_1B.$$

Кут повороту зірочки, відрахованої від лінії O_1A_0 :

$$\begin{aligned} \varphi_2 = \angle BO_1N + \angle AO_1B - \left(\frac{\pi}{2} - \frac{2\pi}{z} \right) = \\ = \psi - \left(\frac{\pi}{2} - \frac{2\pi}{z} \right). \end{aligned} \quad (11)$$

Водило 3 не з'єднано з зіркою 8 і обертається рівномірно з кутовими переміщеннями φ . Зміна кутових переміщень коромисла 4 кулачкового механізму, у якому ланки $O_1C = O_2D$ і $CD = O_1O_2$ знаходимо за формулою:

$$\gamma = \varphi_2 - \varphi, \quad (12)$$

де $\varphi = k \cdot \frac{2\pi}{z}$ — кут повороту водила 3 з постійною швидкістю, коли коефіцієнт k змінюється рівномірно від нуля до 1.

Радіус-вектор кулачка 6 (рис. 4):

$$\rho = \sqrt{l^2 + b^2 - 2 \cdot l \cdot b \cdot \cos(\gamma_{\max} - \gamma)},$$

кутова поправка:

$$\xi = \mu_k - \mu_0 = \arccos \frac{l^2 + \rho^2 - b^2}{2 \cdot l \cdot \rho} - \mu_0,$$

де γ_{\max} і μ_0 — початкові кути.

Профільний кут кулачка:

$$\theta = \varphi + \xi = k \cdot \frac{2\pi}{z} + \xi.$$

На рис. 5 зображений профіль центральної кривої кулачка, що забезпечує рух ланцюга з середньою постійною швидкістю $V_{BC} = \frac{z \cdot p \cdot \omega_1}{2\pi}$ для таких даних: $z = 6$; $p = 200$ мм; $\omega_1 = 6$ рад/с; $l = O_1O_2 = 170$ мм; $b = O_2E = 200$ мм, для яких вона складає:

$$V_{BC} = \frac{6 \cdot 0,2 \cdot 6}{2\pi} = 1,13 \text{ м/с} \quad (\text{рис. 2a}).$$

З таблиці (рис. 5) радіус-векторів центральної кривої для кута θ від нуля до 60° , які експортовані з *Mathcad*, видно, що значення змінюються не надто суттєво — від $\rho_{\min} = 87,48$ мм до $\rho_{\max} = 91,08$ мм. На рис. 5 пунктирною лінією зображено центрову криву і товстою — профіль кулачка для 360° кута повороту зірочки. Профіль кулачка плавний і простий у виготовленні. Ланцюг переміщується з постійною швидкістю без прискорень, що забезпечує стабільну і спокійну роботу конвеєра.



Висновки. За результатами дослідження кінематики ланцюгових транспортерів виявлено стрибки прискорення, що спричиняють динамічні навантаження внаслідок нерівномірного руху ланцюга. Відомі схеми механізмів для вирівнювання швидкості ланцюга не забезпечують постійної швидкості, вони технологічно складні у виготовленні та габаритні.

Аналітичними розрахунками встановлено, що запропонований новий механізм забезпечує постійну швидкість ланцюга конвеєра завдяки нерівномірному обертанню тягової зірочки, рух якої корегує кулачково-важільний механізм. Виконано синтез механізму вирівнювання швидкості ланцюга конвеєра та обґрунтовано методику розрахунку кулачка.

Застосування такого механізму забезпечує рух ланцюга з постійною швид-

кістю без стрибків прискорення, забезпечує стабільну роботу приводу, що позитивно впливає на довговічність роботи його деталей.

Література

1. *Иванченко Ф. К.* Конструкция и расчёт подъемно-транспортных машин / Ф. К. Иванченко. — К. : Вища школа, 1983. — С. 285–301.

2. *Тір К. В.* Кінематика та динаміка привода головного конвеєра блокообробних агрегатів / К. В. Тір, А. С. Главацький, А. І. Петрук // Поліграфія і видавнича справа. — № 5. — Львів : УПІ ім. Івана Федорова, 1968. — С. 74–79.

3. *Патент № 97334* (Україна). Кулачково-важільний механізм / В. Т. Сенкус, В. О. Босак, І. І. Регей. — Бюл. № 2 від 25.01.2012. — 2 с.

Синтез механізма вирівнювання швидкості цепи привода конвейера

В.Т. Сенкус, к.т.н., А.Б. Коломиец, к.т.н., В.Е. Босак
Из-за неравномерного перемещения цепи в конвейерах возникают ускорения, вызывающие динамические нагрузки. В работе предложен оригинальный механизм, в котором выравнивание скорости цепи осуществляется за счёт неравномерного вращения ведущей звездочки, движение которой корректирует компактный кулачково-рычажный механизм. Рассмотрена кинематика цепного транспортера и синтез выравнивающего механизма.

Ключевые слова: конвейер; динамическая нагрузка; кинематика.

Synthesis of chain's speedleveling mechanism for conveyerdrive

V.T. Senkus, Ph.D., A.B. Kolomiets, Ph.D., V.E. Bosak
As a result of chain's unequal motion in conveyers there are accelerations that cause the dynamic loading. An original mechanism is offered in the article, where leveling of chain speed comes true due to the uneven rotation of a leading sprocket. Motion of the sprocket is corrected by a compact cam-and-lever mechanism. The kinematics of chain conveyer and synthesis of leveler mechanism were examined.

Keywords: conveyer; dynamic loading; kinematic.



ООО «НОВОПАК СВ»

+38 045 732 1703

+38 045 732 2498

+38 045 732 2511

WWW.NOVOPACKSV.COM.UA

КИЕВСКАЯ обл., г. РЖИЩЕВ, ул. РАДИАТОРНАЯ, 42

СДЕЛАНО В УКРАИНЕ!

ПРОИЗВОДСТВО И РЕАЛИЗАЦИЯ
ОДНОРАЗОВОЙ УПАКОВКИ
(ЛОТКИ, ЛАНЧ-БОКСЫ)
ИЗ ВСПЕНЕННОГО ПОЛИСТИРОЛА
ДЛЯ ПИЩЕВЫХ ПРОДУКТОВ



НОВИНКА