

УДК 621.82

© Б.М. Гевко, д.т.н.; А.Є. Дячун, к.т.н.; Р.О. Любачівський;

В.М. Клендій

Тернопільський національний технічний університет ім. І. Пулюя

СТРУКТУРНИЙ СИНТЕЗ ГНУЧКИХ ГВИНТОВИХ РОБОЧИХ ОРГАНІВ КОНВЕЄРІВ

Проведено синтез гвинтових робочих органів методом морфологічного аналізу і обрано і їх основні морфологічні ознаки. Встановлено, що вибір варіанту конструкції гвинтових робочих органів залежатиме, у першу чергу, від характеру виконання процесу і навантаження на гвинт. Тому, виходячи з необхідності забезпечення проектування рівномірних спіралей, можна обмежити кількість варіантів конструктивних рішень і згенерувати значну кількість працездатних конструкцій.

СИНТЕЗ, ГВИНТОВИЙ РОБОЧИЙ ОРГАН, МОРФОЛОГІЧНА ТАБЛИЦЯ.

Постановка проблеми. Гвинтові робочі органи мають використання у різних галузях народного господарства та промисловості. Ці механізми використовують для змішування, транспортування і необхідного переміщення сільськогосподарських культур, будівельних матеріалів, харчових та фармацевтичних продуктів, металевої стружки тощо. При виконанні технологічних процесів гвинтовими транспортно-технологічними механізмами машин не завжди досягається необхідна продуктивність і часто виникають перевантаження, що призводять до значних деформацій і поломок елементів цих машин. Тому, для забезпечення високої продуктивності та якості виконання технологічних процесів гвинтовими транспортно-технологічними механізмами машин, необхідно використовувати у їх конструкціях ефективні гвинтові робочі органи.

Мета роботи. Метою роботи є проведення синтезу гвинтових робочих органів методом морфологічного аналізу для отримання конструкцій з покращеними техніко-економічними характеристиками, а також дослідження основних характеристик гнучких гвинтових робочих органів.

Реалізація роботи. Для пошуку нових ідей по створенню прогресивних конструкцій гвинтових робочих органів доцільно використовувати відомий метод морфологічного аналізу [9], що дає можливість отримати повну кількість рішень (1), та його

модифікований варіант: метод синтезу ієрархічних груп за допомогою морфологічного аналізу [10], який передбачає проведення генерації альтернатив на окремих ієрархічних рівнях, або й у межах окремих конструктивних елементів, починаючи з вищих рівнів, що забезпечує отримання найбільш раціональних конструктивних рішень при економії витрат, зусиль та часу.

У результаті проведеного аналізу впливу різних факторів на процес транспортування та змішування матеріалів гвинтовими робочими органами шляхом структурно-схемного синтезу із застосуванням морфологічного аналізу [10] було визначено обмежену кількість їх складових елементів та зв'язків між ними, які представляють конструктивні ознаки, на основні чого складено морфологічну матрицю у вигляді таблиці 1. Вона поділена на стовпці, в заголовках яких представлені морфологічні ознаки елементів ГРО і зв'язки між ними, а до їх складу внесено альтернативи кожної ознаки без критичного аналізу. Обрані наступні основні морфологічні ознаки ГРО: по жорсткості ГРО, по кількості заходів шнека, лопатеві, суцільні, секційні, по наявності валу, розміщення шнеків. Склад морфологічної таблиці може розширюватися за рахунок нових альтернатив кожної ознаки, а також за рахунок додаткових ознак. Проте даний варіант морфологічної моделі отримано внаслідок виділення функціонально важливих елементів з метою спрощення моделі, що дозволить мінімізувати кількість генерованих варіантів.

Таблиця 1 – Гвинтові робочі органи змішувачів

1. По жорсткості	2. По кількості заходів шнека	3. Лопатеві	4. Суцільні
1.1 Жорсткі. 1.2 Гнучкі	2.1. Однозахідні. 2.2 Двозахідні. 2.3 Багатозахідні	3.1. 3 плоскими лопатками 3.2. 3 вигнутими лопатками 3.3. 3 фасонними лопатками	4.1. Стрічкові. 4.2. Гофровані по всій поверхні. 4.3. Гофровані по зовнішньому контуру. 4.4. Гофровані по внутрішньому контуру. 4.5. Спиральні. 4.6. Широкополосні. 4.7. Фасонні. 4.8. Пружинні. 4.9. Г-подібні. 4.10. З перемичками. 4.11. Тарільчасті

Продовження таблиці 1

5. Секційні	6. По наявності валу	7. Розміщення шнеків
5.1. З'єднання пластмасовими втулками. 5.2. З'єднання карданного типу. 5.3. Болтове з'єднання секцій. 5.4. Пальцеве з'єднання секцій	6.1. З валом. 6.2. Без валу	7.1. Шнек в шнеку. 7.2. Співвісно. 7.3. Неспіввісно

Морфологічну модель ГРО (табл. 1) можна представити у вигляді морфологічної матриці, що утворена шляхом числового позначення відповідних альтернатив розміщених у стовпцях морфологічної таблиці:

$$N = K_1 \cdot K_2 \cdot K_3 \cdot \dots \cdot K_j = \prod_{j=1}^n K_j, \quad (1)$$

де n – характеристика; K_j – число альтернатив характеристики.

$$N_{ГРО} = \left. \begin{array}{c} 4.1 \\ 4.2 \\ 4.3 \\ 4.4 \\ 4.5 \\ 4.6 \\ 4.7 \\ 4.8 \\ 4.9 \\ 4.10 \\ 4.11 \end{array} \right\} \cap \left. \begin{array}{c} 2.1 \\ 2.2 \\ 2.3 \end{array} \right\} \cap \left. \begin{array}{c} 3.1 \\ 3.2 \\ 3.3 \end{array} \right\} \cap \left. \begin{array}{c} 5.1 \\ 5.2 \\ 5.3 \\ 5.4 \end{array} \right\} \cap \left. \begin{array}{c} 6.1 \\ 6.2 \end{array} \right\} \cap \left. \begin{array}{c} 7.1 \\ 7.2 \\ 7.3 \end{array} \right\}. \quad (2)$$

Загальна кількість варіантів конструктивних виконань ГРО, яка входить в морфологічну матрицю (2), є дуже значною $N = 4752$ і важко піддається повному перебору та вимагає багато часу для вибору найкращих рішень. В даному випадку можна скористатись комбінацією методу синтезу ієрархічних груп за допомогою морфологічного

аналізу. Сам метод базується на морфологічному аналізі та передбачає поділ механічної системи на певну кількість ієрархічних рівнів з віднесенням до кожного окремих конструктивних елементів системи [12]. Даний метод передбачає розчленування загальної задачі на часткові та проведення пошуку раціонального рішення у часткових областях пошуку з подальшим їх копонуванням. Так до першого ієрархічного рівня слід віднести ті конструктивні елементи механічної систем, які безпосередньо впливають на якість і продуктивність виконання технологічного процесу (елементи першого порядку). До другого ієрархічного рівня слід віднести конструктивні елементи, що допомагають реалізовувати функції відповідної механічної системи і мають опосередкований вплив на виконання технологічного процесу (елементи другого порядку). До третього ієрархічного рівня слід віднести конструктивні елементи, які є необхідні для роботи механічної системи, але не мають впливу на реалізацію технологічного процесу (елементи третього порядку). Ці конструктивні елементи, при копонуванні механічної системи, слід вибирати в першу чергу виходячи із економічної доцільності (їх ціни та вартості експлуатації). Генеруванні альтернатив пропонуванім вдосконаленим методом передбачає проведення генерації альтернатив на окремих ієрархічних рівнях, або й у межах окремих конструктивних елементів, починаючи з вищих рівнів. На наступному етапі до вибраних на цих рівнях конструктивних рішень проводиться добір можливих альтернативних варіантів конструктивних елементів з нижчих рівнів, що забезпечує отримання найбільш раціональних конструктивних рішень при значно менших витратах зусиль та часу, ніж при використанні морфологічного аналізу. При використанні запропонованого методу синтезу ієрархічних груп за допомогою морфологічного аналізу кількість варіантів визначатиметься за формулою [2]:

$$N_{lr} = (K_{11} \cdot K_{12} \cdot K_{13} \cdot K_{1l}) + (K_{21} \cdot K_{22} \cdot K_{23} \cdot K_{2l}) + \dots + (K_{z1} \cdot K_{z2} \cdot K_{z3} \cdot K_{zl}) = \sum_{z=1}^l \prod_{i=1}^m K_i, \quad (3)$$

де z – ієрархічний рівень; l – кількість ієрархічних рівнів; K_i – альтернатива конструктивного елементу певного ієрархічного рівня; m – кількість альтернатив конструктивного елементу певного ієрархічного рівня; t_r – кількість елементів r -ї альтернативи певного ієрархічного рівня/

Згідно запропонованого групування до першої підгрупи першого ієрархічного рівня моделі механічної системи «Гвинтовий робочий орган» (рис. 1) слід віднести такі конструктивні елементи: лопатеві гвинтові гро, суцільні гро, секційні гро; класифікацію гро по жорсткості та по кількості заходів шнеків; до третього ієрархічного

рівня: розташування шнеків та наявність в них валу (гнучкого чи суцільного).

Використаємо наступну схему кодів конструктивних елементів ГРО з використанням символу «i» (де «i» змінюється в межах від 1 до ∞): 1_i – класифікація по жорсткості шнека; 2_i – класифікація по кількості заходів шнека; 3_i – шнеки з лопатками; 4_i – суцільні ГРО; 5_i – секційні ГРО; 6_i – вал шнека; 7_i – розміщення шнеків. Якщо в конструкції міститься декілька ідентичних конструктивних елементів, то їх кількість доцільно записати відповідним степенем, наприклад: два електродвигуни – $(1)_1^2$, а якщо міститься декілька різних конструктивних елементів одного виду, то їх доцільно записати наступним чином: два ГРО різного виду – $(8_1 \cup 8_3)$.

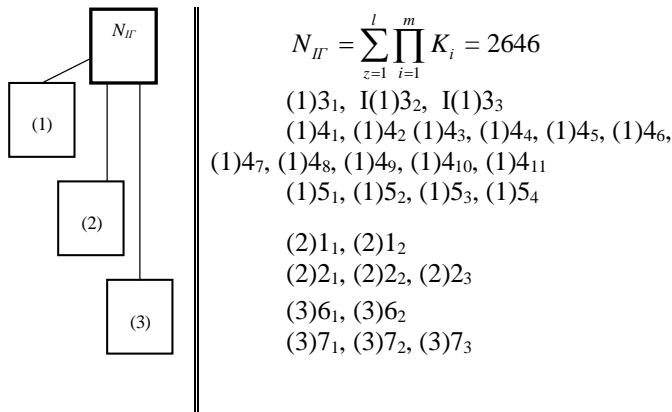


Рис. 1 – Модель механічної системи «Гвинтовий робочий орган»: 1 – перший ієрархічний рівень; 2 – другий ієрархічний рівень; 3 – третій ієрархічний рівень

Якщо при синтезі альтернативних конструктивних варіантів ГРО використовувати традиційний метод морфологічного аналізу, то кількість альтернатив становитиме: $N = \prod_{j=1}^n K_j = 4752$ варіанти.

Проведемо підрахунок генерованих альтернатив для обох підгруп першого ієрархічного рівня. Так кількість альтернатив для першого ієрархічного рівня становитиме: $N_{(1)} = 3 \cdot 11 \cdot 4 = 132$. Для другого ієрархічного рівня кількість альтернатив становитиме: $N_{(2)} = 2 \cdot 3 = 6$, а для третього: $N_{(3)} = 2 \cdot 3 = 6$. Загальна кількість варіантів ГРО при використанні запропонованого методу синтезу ієрархічних груп з

розбивкою на підгрупи за допомогою морфологічного аналізу становитиме: $N_{IT} = \prod_{z=1}^l \prod_{i=1}^m K_i = 132 + 6 + 6 = 144$, що у 33 рази менше, ніж при використанні класичного методу синтезу за допомогою морфологічного аналізу. Провівши аналіз конструктивних рішень по згенерованих варіантах отримано працездатні конструкції ГРО.

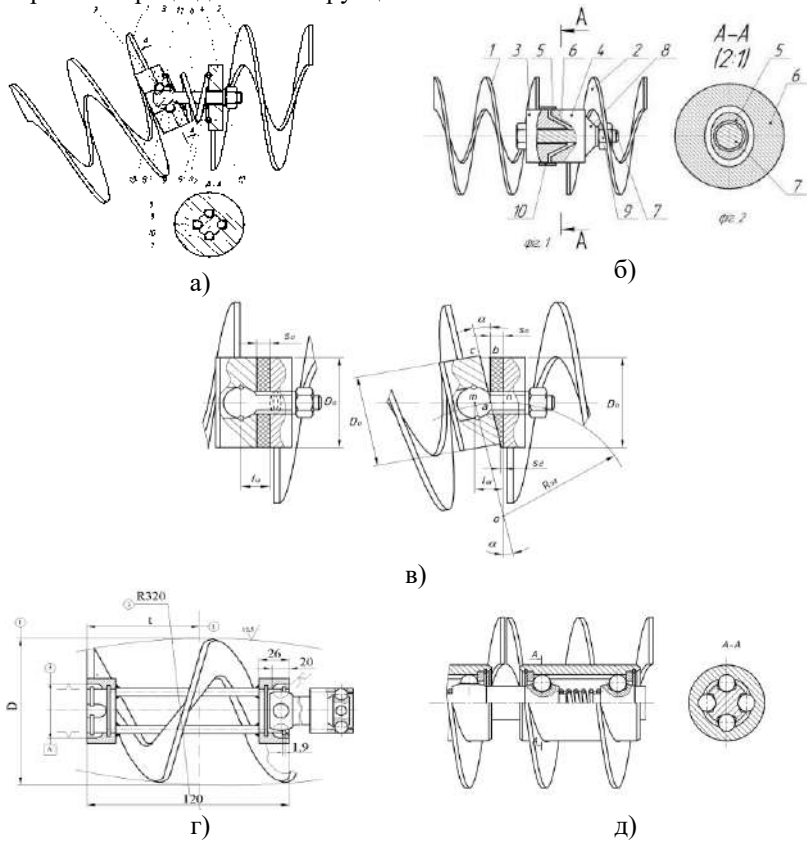


Рис. 2 – Конструкції гнучких гвинтових робочих органів: а) гнучкий гвинтовий робочий орган з шарнірним з'єднанням; б) гнучкий гвинтовий робочий орган з еліпсним з'єднанням; в) гнучкий гвинтовий робочий орган з косою шайбою; г) гнучкий гвинтовий робочий орган з карданним з'єднанням секцій; д) гнучкий гвинтовий робочий орган з кульковим з'єднанням секцій

Розрахункову схему гвинтового секційного робочого органа конвеєра можна представити так, як це показано на (рис. 3). Ця модель представлена у вигляді зосереджених мас, що з'єднані між собою пружними зв'язками, які допустимо невагомими, що характеризуються постійними коефіцієнтами жорсткості. Місцевими напруженнями і деформаціями в місцях з'єднання окремих елементів знехтувано.

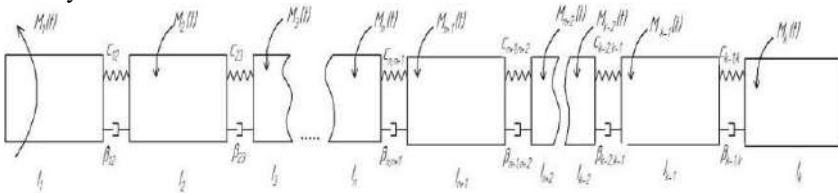


Рис. 3 – Розрахункова схема гвинтового секційного робочого органа конвеєра

До зосереджених мас віднесемо: I_1 – момент інерції ротора двигуна; $I_2 \dots I_k$ – моменти інерції секцій конвеєра, де k – кількість секцій конвеєра. Крім цього на рисунку показано C_{12} – жорсткість з'єднання між двигуном та першою секцією конвеєра, $C_{12,1} \dots C_{k-1,k}$ – жорсткості з'єднань між секціями конвеєра, β_{12} – коефіцієнт демпфування між двигуном і першою секцією $\beta_{23} \dots \beta_{k-1,k}$ – коефіцієнти демпфування між сусідніми секціями. Двигун створює момент приводу $M_1(t)$, при цьому на кожній секції виникає момент опору $M_2(t) \dots M_k(t)$.

Для початку роботи конвеєра можна виділити етапи поступового зростання моментів опору $M_k(t)$ на кожній секції через певні проміжки часу по мірі переміщення вантажу.

Оскільки подача вантажу здійснюється поступово, зростання моментів опору $M_k(t)$ представлено зростаючими постійними залежностями із наступною стабілізацією на певному максимальному рівні.

Залежність моментів опору окремих секцій гвинтового конвеєра представимо функціями:

$$M_{k1}(t) = \frac{M_{k \max}}{t_n} (t - (k-1)t_1), \quad (4)$$

де $M_{k1}(t)$ – момент опору на k -ій секції конвеєра, Н·м; $M_{k \max}$ – максимальний момент опору на k -ій секції, Н·м; t_n – час, на протязі якого проходить поступове навантаження секції, с; t_1 – час, на

Початкові умови для системи рівнянь (7) наступні:

$$\varphi_1(0) = 0; \varphi_2(0) = 0; \dots \varphi_k(0) = 0; \quad (8)$$

$$\dot{\varphi}_1(0) = \omega_0 \text{ рад/с}, \dot{\varphi}_2(0) = \omega_0 \text{ рад/с}, \dots, \dot{\varphi}_k(0) = \omega_0 \text{ рад/с},$$

де ω_0 – початкова кутова швидкість обертання секцій, рад/с.

Момент інерції секцій конвеєра із вантажем визначаємо за формулою:

$$I_k = \pi D^2 L_c \rho \rho \left(\frac{T^2}{16\pi^2} + \frac{D^2 (1 + \sqrt{1 - \varphi})^2}{128} \right) + \quad (9)$$

$$+ \frac{k_c \left(n_1 \rho_1 h (R - r) \sqrt{\pi^2 (R + r)^2 + T^2 (R^2 - r^2)} \right)}{2},$$

де D – зовнішній діаметр секції конвеєра, м; φ – коефіцієнт заповнення міжвиткового простору; ρ – густина матеріалу, який піддається транспортуванню, кг/м³; k_c – коефіцієнт, що враховує конструктивні особливості шарнірів; ρ_1 – густина матеріалу витків, кг/м³; n_1 – кількість витків секції; h – товщина поперечного січення витка секції, м; R – зовнішній радіус секції, м; r – внутрішній радіус секції, м.

Розв’язок системи нелінійних диференціальних рівнянь (7) з початковими умовами (8) доцільно провести на комп’ютері із застосуванням стандартної підпрограми чисельного методу Рунге–Кутта.

Величини деформації секцій конвеєра визначаємо за формулами:

$$\left. \begin{aligned} \psi_1 &= \varphi_1 - \varphi_2; \\ \psi_2 &= \varphi_2 - \varphi_3; \\ \dots\dots\dots \\ \psi_{k-1} &= \varphi_{k-1} - \varphi_k. \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

Деформацію останньої ланки відносно першої знаходимо за формулою:

$$\gamma_1 = \psi_1 + \psi_2 + \dots + \psi_k; \quad (11)$$

$$\gamma_1 = \varphi_1 - \varphi_k. \quad (12)$$

Якщо у спряженнях секцій є зазори, то необхідно врахувати провертання секцій на його величину. Оскільки зазори порівняно малі, то кут повороту на величину зазору знаходимо за формулою:

$$\gamma_2 = \frac{\delta}{R_2}, \quad (13)$$

де δ – величина зазору, м; R_2 – радіус спряження секцій, м.

За результатами представлено графічні залежності зміни кутів відносного повороту секцій гвинтового конвеєра в часі на (рис. 4 і 5).

Кут повороту останньої ланки секцій відносно першої визначали за формулою:

$$\sum \gamma_2 = \frac{\sum_{k=1}^{k-1} \delta_k}{R}. \quad (14)$$

Жорсткості секцій шнека $C_{23} \dots C_{k-1;k}$ залежить від жорсткості гвинтових елементів і визначається за формулою:

$$C_{23} = \frac{EI_x \cdot \cos^2 \alpha + GI_p \cdot \sin^2 \alpha}{\left(\frac{1}{2} + \sin^2 \alpha\right) \cdot \frac{L_c}{\sin \alpha}}, \quad (15)$$

де E – модуль пружності I роду матеріалу гвинтового елемента, МПа; I_x – осьовий момент інерції поперечного січення витка гвинтового елемента, мм⁴; α – середній кут нахилу витків гвинтового елемента, рад; G – модуль пружності II роду матеріалу гвинтового елемента, МПа; I_p – полярний момент інерції поперечного січення гвинтового елемента, мм⁴.

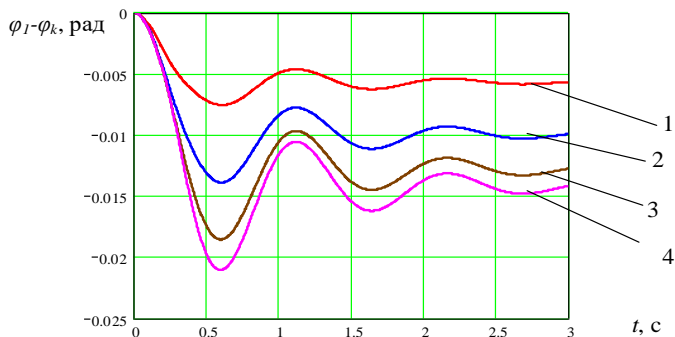


Рис. 5 – Графік зміни кутів відносного повороту секцій гвинтового конвеєра в часі при поступовому навантаженні секційного конвеєра: 1 – $\varphi_1 - \varphi_2$; 2 – $\varphi_1 - \varphi_3$; 3 – $\varphi_1 - \varphi_4$; 4 – $\varphi_1 - \varphi_5$

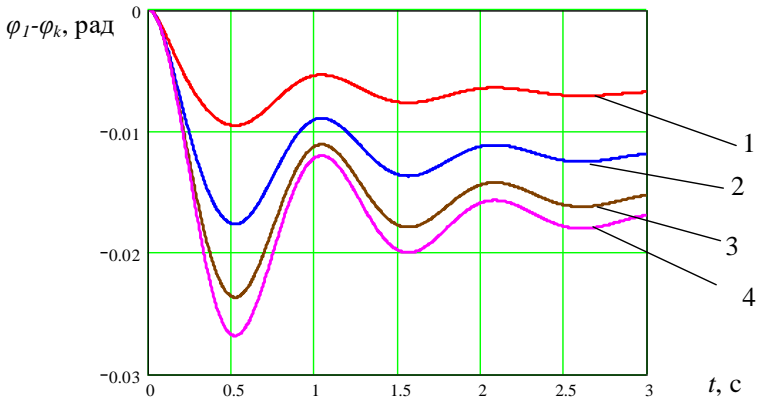


Рис. 6 – Графік зміни кутів відносного повороту секцій гвинтового конвеєра в часі при запуску після вимушеної зупинки секційного конвеєра: 1 – $\varphi_1 - \varphi_2$; 2 – $\varphi_1 - \varphi_3$; 3 – $\varphi_1 - \varphi_4$; 4 – $\varphi_1 - \varphi_5$

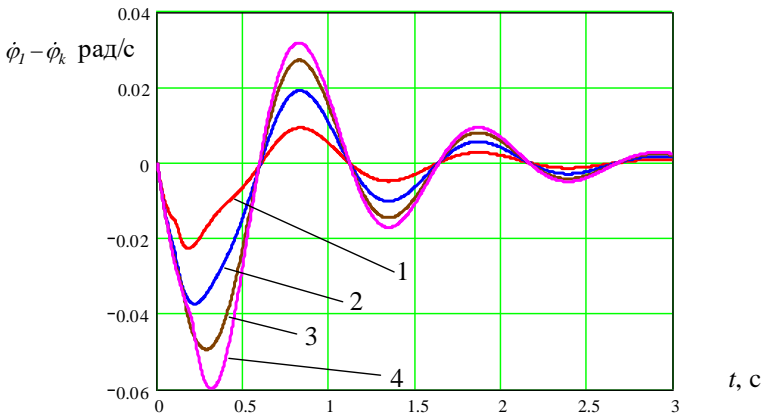


Рис. 7 – Графік зміни відносної швидкості повороту секцій в часі при поступовому навантаженні секційного конвеєра: 1 – $\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2$; 2 – $\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_3$; 3 – $\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_4$; 4 – $\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_5$

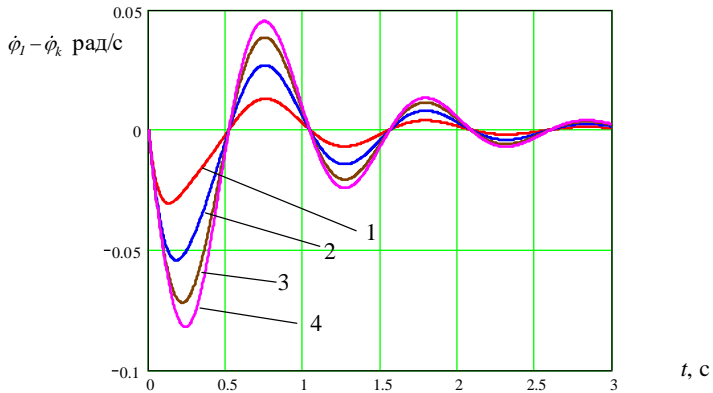


Рис. 8 – Графік зміни відносної швидкості повороту секцій в часі при запуску після вимушеної зупинки секційного конвеєра:
 1 – $\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2$; 2 – $\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_3$; 3 – $\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_4$; 4 – $\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_5$

Висновки:

1. Проведено структурний синтез гвинтових робочих органів методом морфологічного аналізу з покращеними техніко-економічними характеристиками і вибрано та запатентовано ряд конкурентоздатних конструкцій.

2. Розроблена система кодування і синтезу конструктивних елементів гвинтових робочих органів з розширеними технологічними можливостями, що дозволяє при встановлення відповідних обмежень і використанні програмного забезпечення розробити і відібрати конкурентоздатні конструкторські шнеків, які забезпечують якісне і продуктивне виконання технологічних процесів.

3. Для визначення динамічних навантажень у гвинтових конвеєрах записано диференціальні рівняння руху маси вантажу, з якого визначено осьову швидкість вантажу, радіус і момент інерції сипкого матеріалу. Побудовані графічні залежності зміни величини деформації елементів системи і динамічного моменту в часі при поступальному і різко навантаженні, а також побудовані графічні залежності амплітуди динамічного моменту від параметрів системи.

Література

1. Герман Х. Шнековые механизмы в технологии ФРГ. Перев. с нем. [Текст] / Х. Герман. – Л.: Химия, 1975. – 230 с.
2. Григорьев А.М. Винтовые конвейеры [Текст] / А.М. Григорьев. – М.: Машиностроение, 1972. – 184 с.
3. Гевко Б.М. Винтовые подающие механизмы сельскохозяйственных машин [Текст] / Б.М. Гевко, Р.М. Рогатинский. – Львов: Выща шк. Изд-во при Львов. ун-те, 1989. – 256 с.
4. Рогатинський Р.М. Механіко-технологічні основи взаємодії шнекових робочих органів із сировиною сільськогосподарського виробництва: дис. ... док. техн. наук: 05.20.01, 05.05.05 / Рогатинський Роман Михайлович – К., 1997. – 502 с.
5. Тепинкечиев В.К. Предохранительные устройства от перегрузок станков [Текст] / В.К. Тепинкевич – М.: Машиностроение, 1969. – 157 с.
6. Поляков В.С. Справочник по муфтам [Текст] / В.С. Поляков, И.Д. Барбаш, О.А. Ряховский. – Л.: Машиностроение, 1979. – 343 с.
7. Малащенко В.О. Муфти приводів. Конструкції та приклади розрахунків [Текст] / В.О. Малащенко Львів: Вид-во Нац. Ун-ту «Львівська політехніка», 2006. – 196 с.
8. Нагорняк С.Г. Предохранительные механизмы металлообрабатывающего оборудования: Справочник [Текст] / Нагорняк С.Г., Луцив И.В. – Киев: Техника, 1992. – 72 с.
9. Кузнецов Ю.М. Теорія технічних систем [Текст] / Ю.М. Кузнецов, І.В. Луцив, С.А. Дубиняк – Київ–Тернопіль, 1997 – 310 с.
10. Половинкин А.И. Основы инженерного творчества: Учеб. пособие для студентов вузов [Текст] / А.И. Половинкин. – М.: Машиностроение, 1988. – 368 с.
11. Одрин В.М. Морфологический анализ систем: Построение морфологических матриц [Текст] / В.М. Одрин, С.С. Картавов. – К.: Наукова думка, 1977. – 183 с.
12. Гевко І.В. Структурний синтез імпульсних запобіжних муфт і шнеків методом морфологічного аналізу [Текст] / Ів. Гевко // Вісник ТНТУ. — 2012. — Том 67. — № 3. — С. 121–134.