

УДК 621.86

Ляшук О.Л. к.т.н., Любачівський Р.О., Кучвара І.М.

Тернопільський національний технічний університет ім. І. Пулюя, м. Тернопіль, Україна

СТРУКТУРНИЙ СИНТЕЗ ГВИНТОВИХ РОБОЧИХ ОРГАНІВ МЕХАНІЗМІВ МАШИН

Lyashuk O., Lyubachivskiy R., Kuchvara I.

Ternopil Ivan Pul'uj National Technical University, Ternopil, Ukraine, (Oleg-lashvk@rambler.ru)

THE STRUCTURAL SYNTHESIS OF SCREW WORKING ORGANS OF THE MACHINES MECHANISMS

Проведено синтез гвинтових робочих органів методом морфологічного аналізу і встановлено і їх основні морфологічні ознаки. Досліджено, 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 секцій гнучких гвинтових конвеєрів при транспортуванні сипких матеріалів по криволінійних трасах. Виведені аналітичні залежності для визначення конструктивних параметрів секцій гнучких гвинтових конвеєрів.

Ключові слова: синтез, гвинтовий робочий орган, морфологічна таблиця.

Постановка проблеми. Гвинтові робочі органи мають використання у різних галузях народного господарства для змішування, транспортування і необхідного переміщення сільськогосподарських продуктів, будівельних матеріалів, харчових та фармацевтичних продуктів, металеві 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.

Аналіз результатів останніх досліджень. Питанням теоретичного обґрунтування процесу роботи гнучких гвинтових перевантажувальних механізмів (ГПМ), методик розрахунку їх базових параметрів, розробки прогресивних конструкцій таких засобів механізованого транспортування сипких матеріалів по криволінійних трасах присвячені роботи А.М. Григор'єва [1], Б.М. Гевка [2], Р.М. Рогатинського [3], а питанням синтезу конструкцій в машинобудуванні методом морфологічного аналізу присвячені праці А.И. Половинкин [4], Ю.М. Кузнецов [5], В.М. Одрин [6] та інші. Аналіз основних положень у проектуванні ГПМ свідчить про відсутність однозначного погляду різних авторів на суть явищ, що спостерігаються під час роботи таких засобів механізації. В аналізі відомих досліджень особливу увагу звернуто на ті літературні джерела, які висвітлюють питання вибору параметрів робочих органів і процесів транспортування зернових, гранульованих мінеральних добрив та інших матеріалів, оскільки проблема пошкодження сипких вантажів на теперішній час залишається відкритою.

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.

Робота виконується в рамках пріоритетних напрямків розвитку науки і техніки “Новітні та ресурсозберігаючі технології в промисловості, енергетиці та агропромисловому комплексі” на 2010-2015 роки.

Реалізація роботи. Для пошуку нових ідей зі створення прогресивних конструкцій гвинтових робочих органів (ГРО) доцільно використовувати відомий метод морфологічного аналізу [5], що дає можливість отримати повну кількість рішень, та його модифікований варіант: метод синтезу ієрархічних груп за допомогою морфологічного аналізу [4], 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 [4] 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. Вона

поділена на стовпці, в заголовках яких представлені морфологічні ознаки елементів ГРО і зв'язки між ними,

Таблиця

Гвинтові робочі органи змішувачів

1. По жорсткості	2. По кількості заходів шнека	3. Лопатеві	4. Суцільні	5. Секційні	6. По наявності валу	7. Розміщення шнеків
1.1 Жорсткі	2.1. Однозахідні	3.1 з плоскими лопатками	4.1 Стрічкові	5.1 З'єднання пластмасовими втулками	6.1 З валом	7.1 шнек в шнеку
1.2 Гнучкі	2.2 Двозахідні	3.2 з вигнутими лопатками	4.2 Гофровані по всій поверхні	5.2 З'єднання карданного типу	6.2 Без валу	7.2 співвісно
	2.3 Багатозахідні	3.3 з фасонними лопатками	4.3 Гофровані по зовнішньому контуру	5.3 Болтове з'єднання секцій		7.3 Неспіввісно
			4.4 Гофровані по внутрішньому контуру	5.4 Пальцеве з'єднання секцій		
			4.5 Спиральні			
			4.6 Широкополосні			
			4.7 Фасонні			
			4.8.Пружинні			
			4.9 Г-подібні			
			4.10 З перемичками			
			4.11 Тарільчасті			

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.

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.

$$N_{ГРО} = \left| \begin{array}{c} 1.1 \\ 1.2 \end{array} \right| \cap \left| \begin{array}{c} 2.1 \\ 2.2 \\ 2.3 \end{array} \right| \cap \left| \begin{array}{c} 3.1 \\ 3.2 \\ 3.3 \end{array} \right| \cap \left| \begin{array}{c} 4.1 \\ 4.2 \\ 4.3 \\ 4.4 \\ 4.5 \\ 4.6 \\ 4.7 \\ 4.8 \\ 4.9 \\ 4.10 \\ 4.11 \end{array} \right| \cap \left| \begin{array}{c} 5.1 \\ 5.2 \\ 5.3 \\ 5.4 \end{array} \right| \cap \left| \begin{array}{c} 6.1 \\ 6.2 \end{array} \right| \cap \left| \begin{array}{c} 7.1 \\ 7.2 \\ 7.3 \end{array} \right|. \quad (2)$$

Загальна кількість варіантів конструктивних виконань ГРО, яка входять 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 [7]. 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 реалізувати 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 копуванні механічної системи, слід вибирати в першу чергу виходячи із економічної доцільності (їх ціни та вартості експлуатації). Генеруванні альтернатив запропонованим 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 по формулі [6]:

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

де z – ієрархічний рівень;

l – кількість ієрархічних рівнів;

K_i – альтернатива конструктивного елементу певного ієрархічного рівня;

m – кількість альтернатив конструктивного елементу певного ієрархічного рівня.

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 «і» (де «і» 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 - $(8_1 \cup 8_3)$.

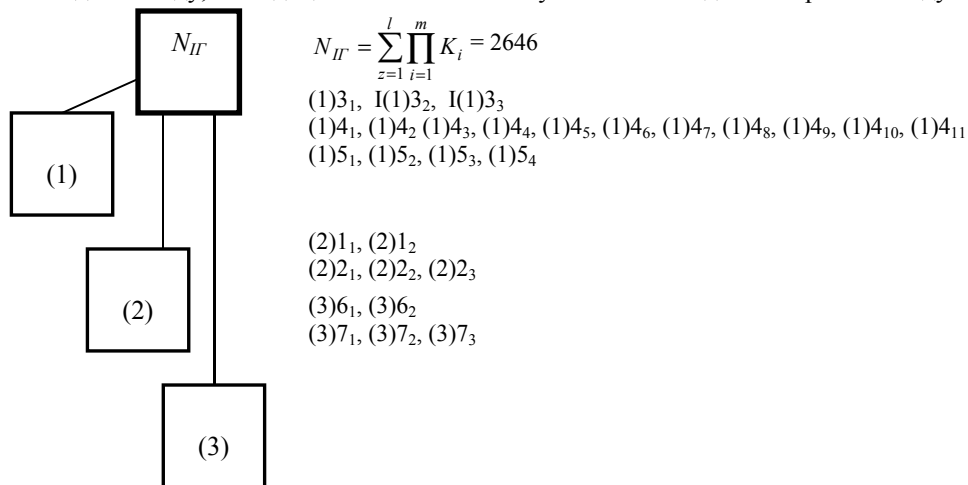
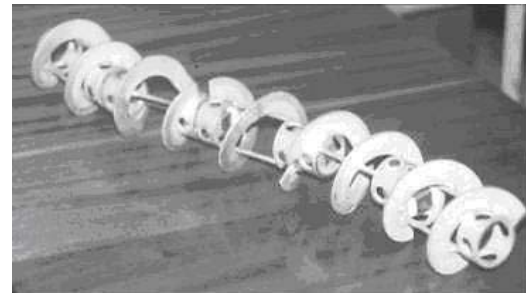
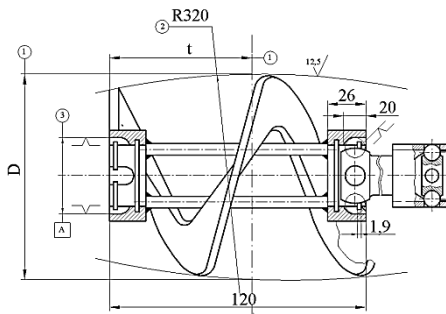
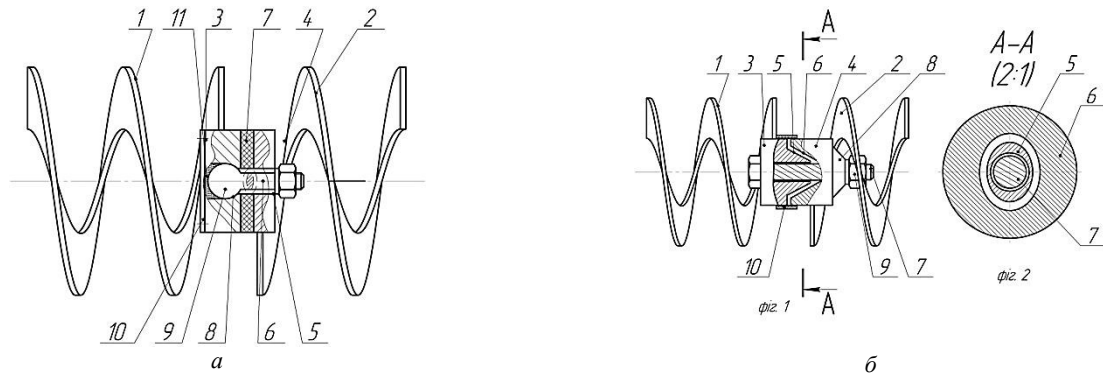


Рис. 1. Модель механічної системи «гвинтовий робочий орган»: (1) –перший ієрархічний рівень; (2) –другий ієрархічний рівень;(3)– третій ієрархічний рівень

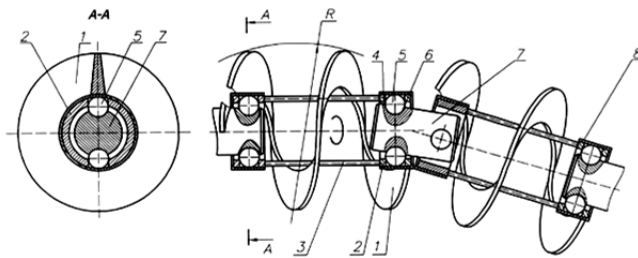
Якщо при синтезі альтернативних конструктивних варіантів ГРО використовувати традиційний метод морфологічного аналізу, то кількість альтернатив становитиме: $N = \prod_{j=1}^n K_j = 4752$ варіанти. Проведемо

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: $N_{II} = \sum_{z=1}^l \prod_{i=1}^m K_i = 132 + 6 + 6 = 144$, 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.



в Патент на корисну модель № 18401 [9]



г Патент на корисну модель № 78121 [10]

Рис. 2. Конструкції гвинтових робочих органів

Оскільки експлуатаційні характеристики будь-якого гнучкого робочого органу транспортера визначаються його радіусом згину то даний параметр визначає також і рівень технологічності такого транспортуючого органу. Значення радіуса згину необхідне також для того, щоб при проектуванні транспортерів з криволінійними трасами переміщення вантажів, проєктант міг забезпечити відповідні технологічні можливості пристрою і доцільність застосування робочого органу певного конструктивного виконання. Для визначення вище згаданого параметра звернемось до розрахункової схеми наведеної на рис. 3.

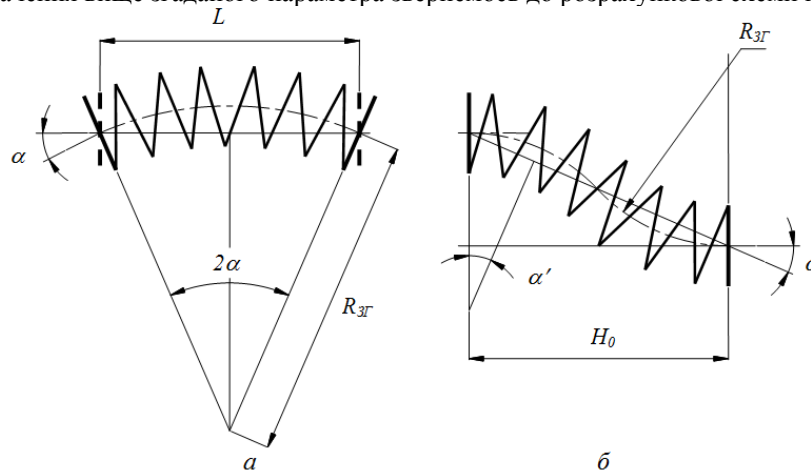


Рис. 3. Розрахункові схема для визначення радіуса згину гвинтового елемента транспортера

Величина згину гвинтового робочого елемента, за умови абсолютної жорсткості по відповідних лінійних розмірах, є рівною його загальній лінійній довжині. Згідно розрахункової схеми співвідношення між довжиною згину і радіусом гвинтового елемента

$$l_{зг} = \frac{2\alpha \cdot \pi R_{зг}}{180^\circ} \quad (4)$$

Радіус згину можна виразити через відстань між кінцями вигнутого робочого органу пристрою параметром L . Згідно розрахункової схеми радіус вигину рівний

$$R_{зг} = \frac{L}{2 \cdot \sin \alpha} \quad (5)$$

де L – лінійна відстань між кінцями гвинтового елемента;
 α – кут згину кут згину секцій гвинтового елемента.

Підставивши значення рівності (5) в залежність (6) отримаємо значення довжини згину гвинтового робочого органу транспортера

$$l_{зг} = \frac{\pi L \alpha}{180^\circ \sin \alpha} = \frac{\alpha \cdot L}{\sin \alpha} \quad (6)$$

У випадку двох траєкторій вигину (рис. 2б)

$$R_{зг.п} = \frac{L \cdot \sin \alpha}{4 \cdot \cos \alpha} = 0,25 \cdot L \cdot \operatorname{tg} \alpha, \quad (7)$$

відповідно довжина вигину (лінійна довжина робочого гвинтового елемента)

$$l_{зг} = 0,5L \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \pi \cdot 2\alpha \quad (8)$$

Проте залишається невідомим такий важливий параметр, як кут α згину секцій. Для встановлення даного параметра, а також залежності радіуса згину гнучкого гвинтового робочого органу транспортера від інших конструктивних параметрів звернемось до розрахункової схеми представленої на рис. 4.

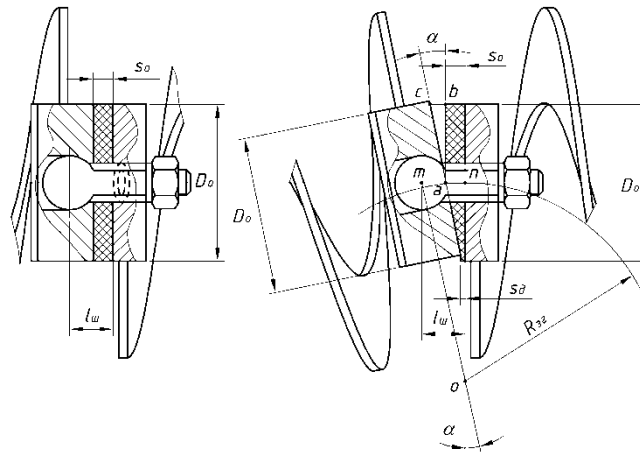


Рис. 4. Розрахункова схема для визначення мінімального радіуса згину транспортера з гвинтовими секційними робочими елементами

Так для встановлення аналітичних залежностей для розрахунку кута згину секцій одна відносно другої розглянемо Δabc згідно якого

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{cb}{ab} = \frac{s_0 - s_d}{0,5D_o} \quad (9)$$

де s_0 – початкова товщина пружного елемента;
 s_d – товщина деформованого пружного елемента внаслідок зміщення;
 D_o – зовнішній діаметр оправки.

Для визначення радіуса згину розглянемо Δomn , згідно розрахункової схеми представленої на рис. 3. Відповідно радіус згину $R_{зг}$ рівний

$$R_{зг} = on = \frac{mn}{\operatorname{tg} \alpha} = \frac{l_w}{\operatorname{tg} \alpha} \quad (10)$$

З врахуванням рівності (9) залежність (10), яка визначає мінімальний радіус згину робочого органу транспортера з секційними елементами, буде мати вигляд

$$R_{зг} = \frac{0,5D_o l_w}{s_0 - s_d} \quad (11)$$

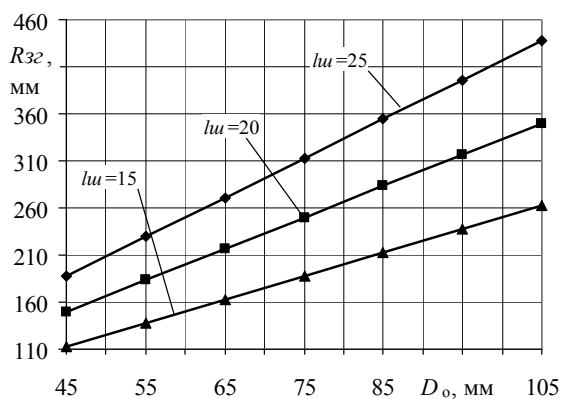


Рис. 5. Графічні залежності зміни радіуса згину $R_{зг}$ гвинтового конвеєра від діаметра оправки D_o при різних значеннях довжини $l_{ш}$ шарніра

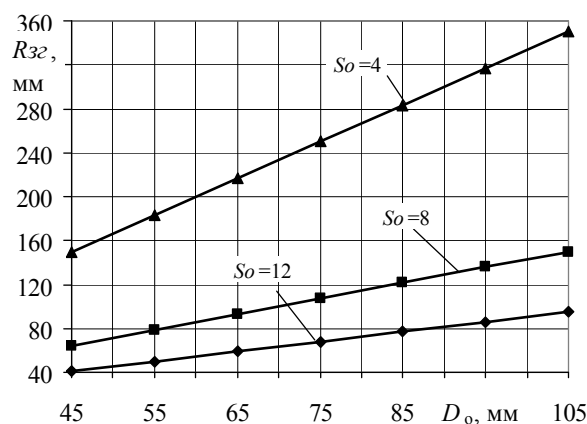


Рис. 6. Графічні залежності зміни радіуса згину $R_{зг}$ гвинтового конвеєра від діаметра оправки D_o при різних товщинах s_o кільцевого пружного елемента

Аналізуючи отримані графічні залежності (рис. 5 і 6) зміни радіуса згину від діаметра оправки при різних значеннях довжини шарніра можна зробити висновок, що визначальний вплив на дану величину має безпосередньо діаметр оправки, оскільки це призводить до збільшення габаритів вузла, а при регламентованому значенні довжини шарніра спричиняється збільшення радіуса згину спіралі. Так при збільшенні значення D_o в межах 45...105 мм при певних постійних значеннях $l_{ш} = 15; 20; 25$ мм., спостерігається збільшення радіуса згину у 2,33 рази. Тобто відбувається значне обмеження технологічних можливостей пристрою, оскільки радіус згину повинен бути мінімальним.

Теоретичні дослідження показали, що важливим конструктивним елементом є кільцевий пружний елемент між сусідніми оправками гвинтової пружної спіралі, а саме не так його наявність як товщина. Припускалося, що незважаючи на початкову товщину кільцевого пружного елемента його податливість є однаковою, тобто стискування відбувалося до певного значення s_o сталого для всіх значень s_o .

Так встановлено, що при D_o в межах 45...105 мм; $l_{ш} = 20$ мм радіус згину спіралі при діаметрі оправки $D_o = 45$ мм і $s_o = 4$ мм становить 150 мм, а при $s_o = 8$ мм становить 64,3 мм, при $s_o = 12$ мм складає 40,9 мм. Тобто за рахунок податливості матеріалу кільцевого елемента забезпечується зменшення радіуса згину спіралі до 3,6 рази.

Дані результати отримані в результаті теоретичних досліджень зміни радіуса згину гвинтового конвеєра від конструктивних параметрів секційних елементів гнучкої спіралі, для достовірності даних припущень необхідно провести серію експериментальних випробувань, але отримані результати можуть мати використання під час проектування аналогічних вузлів конвеєрних механізмів, а розроблена гнучка гвинтова спіраль з еліптичним болтовим з'єднанням може мати широке використання у галузях харчової та переробної промисловості, сільського господарства, а також у технологічних процесах механізованого завантаження мінеральних добрив, насінного матеріалу та зібраних зернових культур завдяки розширеним технологічним можливостям за рахунок зменшення радіуса його згину і підвищеній надійності завдяки вдосконаленій конструкції.

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 встановленні відповідних обмежень і використанні програмного забезпечення розробити і відібрати конкурентоздатні конструкції шнеків, які забезпечують якісне і продуктивне виконання технологічних процесів.

3. Проведено дослідження гнучкого гвинтового робочого органу та приведено залежності та розрахункові схеми для визначення мінімального радіуса згину транспортера з гвинтовими секційними робочими елементами.

Анотація. Проведен синтез винтових робочих органів методом морфологічного аналізу і встановлено їх основні морфологічні ознаки. Досліджено, що вибір варіанта конструкції винтових робочих органів буде залежати, в першу чергу, від характеру виконання процесу і навантаження на винт. Поєднуючи необхідність забезпечення проектування рівномірних спіралей, можна обмежити кількість варіантів конструктивних рішень і сгенерувати значительне количество работоспособных конструкций секций гибких винтовых конвейеров при транспортировке сыпучих материалов по криволинейным трассам. Выведены аналитические зависимости для определения конструктивных параметров секций гибких винтовых конвейеров.

Ключевые слова: синтез, винтовой рабочий орган, морфологическая таблица.

Abstract. Conduction of the synthesis of crew working organs by morphological analysis method in order to gain the construction with improved technical-economy characteristics, also discovering the main characteristics of flexible screw working organs.

As a result of conducted analysis of influence of different factors on transportation process and mixing materials by screw working organs by the way of structural scheme synthesis with applying of morphological analysis was determined limited number of their components and relations between them, which represent constructional characteristics. It was investigated, that the choice of the variant of construction of screw working organs will depend on, at first, the character of completion of process and loading. Thus, based on the necessity of ensuring of designing of equally hard spirals, it is possible to limit a number of variants of the constructive solutions and to generate a considerable amount of able to work constructions sections of flexible screw conveyers during transport of friable materials on curved lines drafts.

As a result the coding system was designed and synthesis of constructional units of screw working organs with widened technological possibilities, which allows to design and choose competitive constructions of augers, during setting appropriate limitations and using software, which provide qualitative and productive completion technological processes.

The investigation of flexible screw working organ was conducted and it were shown the dependence and calculated schemes for determining minimum radius of bend of the conveyor with screw sectional working elements.

Keywords: synthesis, screw working organ, morphological table.

Бібліографічний список використаної літератури

1. Григорьев А.М. Винтовые конвейеры. / А.М. Григорьев // – М.: Машиностроение. 1972, - 286 с.
2. Гевко Б.М., Винтовые подающие механизмы сельскохозяйственных машин. / Б.М. Гевко, Р.М. Рогатынский // – Львов: Вища школа, 1989, – 175 с.
3. Рогатинський Р.М. Механіко-технологічні основи взаємодії шнекових робочих органів із сировиною сільськогосподарського виробництва: дис. на здобуття вченого ступення док. техн. наук: спец. 05.20.01, «Механізація сільськогосподарського виробництва», 05.05.05 «Підйомно-транспортні машини» / Рогатинський Роман Михайлович – К., 1997. – 502 с.
4. Половинкин А.И. Основы инженерного творчества: Учеб. пособие для студентов вузов. [Текст] / А.И. Половинкин – М.: Машиностроение, 1988. – 368 с.
5. Кузнецов Ю.М. Теория технических систем [Текст] / Ю.М. Кузнецов, И.В. Луцв, С.А. Дубиняк // – Київ-Тернопіль, 1997 – 310 с.
6. Одрин В.М., Морфологический анализ систем: Построение морфологических матриц [Текст] / В.М. Одрин, С.С. Картавов – К.: Наукова думка, 1977. – 183 с.
7. Гевко Ів. Структурний синтез імпульсних запобіжних муфт і шнеків методом морфологічного аналізу [Текст] / Ів. Гевко // Вісник НТУУ. - 2012. - Том 67. - № 3. - С.121-134.
8. Іванченко Ф.К. Піднімально-транспортні машини. К.: Вища школа, 1993, - 414 с.
9. Патент №18401. Україна. Гвинтовий робочий орган соковитискача.[Текст] Гевко І.Б. Комар Р.В., Лешук Р.Я. Новосад І.Я. заявник і власник патенту Тернопільський державний технічний університет імені Івана Пулюя. – № u20041109453; заявл. 18.11.2004; опубл. 15.07.2005, Бюл. №7, 2005 р. -4 с.
10. Патент №78121. Україна. Гвинтовий секційний карданний робочий орган. [Текст] Гевко І.Б., Новосад І.Я., Колісник О.А., заявник і власник патенту Тернопільський державний технічний університет імені Івана Пулюя. – № u200603924; заявл. 10.04.2006; опубл. 15.11.2006, . Бюл. №11, 2006 р. -4 с.

References

1. Grigor'ev A.M. Vintovye konveery [Screw conveyors] Moscow: Mashinostroenie. 1972. p.286.
2. Gevko B.M., Vintovye podajushhie mehanizmy sel'skhozajstvennyh mashin. [Screw feeders farm machinery] L'vov: Vyshha shkola, 1989. p.175.
3. Rogatynskij R.M. Mehaniko-tehnologichni osnovi vzaemodii shnekovih robochih organiv iz sirovinoju sil'skogospodars'kogo virobnictva: dis. na zdobuttja vchenogo stupennja dok. tehn. nauk: spec. 05.20.01, «Mehanizacija sil'skogospodars'kogo virobnictva», 05.05.05 «Pidjomno-transportni mashini» (Mechanical and technological bases of interaction screw the working bodies of the raw agricultural) Rogatynskij Roman Mihajlovich. Kyiv. 1997. p.502.
4. Polovinkin A.I. Osnovy inzhenerного tvorchestva [Fundamentals of engineering creativity]. Ucheb. posobie dlja studentov vuzov. [Текст], Moscow: Mashinostroenie, 1988. p.368.
5. Kuznecov Ju.M., Luciv I.V., Dubinjak S.A. Teorija tehnicnih sistem [Theory of technical systems]. [Текст]. Kiiv-Ternopil', 1997. p.310.
6. Odrin V.M., Kartavov S.S Morfologicheskij analiz sistem [Morphological analysis of systems]. Postroenie morfologicheskikh matric. [Текст]. Kyiv: Naukova dumka, 1977. p.183.
7. Gevko Iv. Strukturnij sintez impul'snih zapobizhnyh muft i shnekiv metodom morfologichnogo analizu [Structural synthesis pulse protective sleeve and screw method of morphological analysis] [Текст] Visnik TNTU. 2012. Tom 67. no 3. pp.121-134.
8. Ivanchenko F.K. Pidnimal'no-transportni mashini [Lifting-transport machines.] Kyiv: Vishha shkola, 1993. p.414.
9. Pat. 18401. Ukraina, Gvintovij robocnij organ sokovitiskacha (Screw working body squeezer) [Text]. Gevko I.B. Komar R.V., Leshuk R.Ja. Novosad I.Ja. declarant and patentee TDTU. no. no. 20041109453; declared 18.11.2004; publ. 15.07.2005, Bul. No 7, 4 p.
10. Pat. №78121 Ukraina, Gvintovij sekcijnij kardannij robocnij organ (Sectional screw propeller working body) [Text]. Gevko I.B., Novosad I.Ja, Kolisnik O.A., declarant and patentee TDTU. no. u200603924; declared 10.04.2006; publ. 15.11.2006, Bul. No 11, 4 p.