

**КОНСТРУКТИВНО-ТЕХНОЛОГІЧНІ МЕТОДИ
ПІДВИЩЕННЯ ЕКСПЛУАТАЦІЙНОЇ НАДІЙНОСТІ І
ДОВГОВІЧНОСТІ СЕКЦІЙНИХ ГВИНТОВИХ
КОНВЕЄРІВ**

**Ляшук О.Л. к.т.н. доц.; Комар Р.В. к.т.н., доц.;
Любачівський Р.О.; Кучвара І.М.**

Тернопільський національний технічний університет ім. І. Пулюя

Приведена конструкція секції гнучких гвинтових конвеєрів при транспортуванні сипких матеріалів по криволінійних трасах, яка забезпечує підвищення їх експлуатаційної надійності і довговічності. Виведені аналітичні залежності для визначення конструктивних параметрів.

Постановка проблеми. Одним з перспективних напрямків розширення технологічних можливостей і підвищення експлуатаційної надійності та довговічності, а також зменшення мінімального радіусу кривизни гвинтового робочого органу транспортуючих пристроїв, які мають широке застосування у технологічних процесах механізованого завантаження та змішування різноманітних матеріалів та компонентів є виготовлення робочих органів таких пристроїв у вигляді окремих гвинтових секцій з шарнірним з'єднанням.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Питанням теоретичного обґрунтування процесу роботи гнучких гвинтових конструкцій засобів механізованого транспортування сипких матеріалів по криволінійних трасах присвячені роботи П.А. Преображенського, А.М. Григорьева, С.М. Михайлова, К.Д. Вацагіна, Б.М. Гевка, Р.М. Рогатинського, М.І. Пилипця, Р.Б. Гевка, І.Б. Гевка, Р.Я. Лещука, А.О. Вітрового, А.І. Піка та інші. Основний недолік гнучкого робочого органу розглянутих конструкцій полягає в тому, що при роботі на криволінійних трасах радіус кривизни є досить великим, тому конструкція має обмежені технологічні властивості.

Мета роботи: розробка гвинтових секційних робочих органів транспортерів з розширеними технологічними можливостями за рахунок зменшення радіуса згину з одночасним вдосконалення їх конструкції.

Реалізація роботи: Запропонований нами гнучкий гвинтовий секційний робочий орган конвеєра (рис. 1) виконано у вигляді двох однакових спіралей 1 і 2, кінці яких внутрішніми діаметрами жорстко з'єднані з

окремими секціями 3 і 4 оправки. Ці секції внутрішніми еліпсними отворами 5 є у жорсткій взаємодії з болтовим еліпсним з'єднанням 6 з еліпсним поперечним січенням через пружний циліндричний кільцевий елемент 7, який вільно встановлений між двома секціями на тілі еліпсного болта. При цьому у лівій секції оправки 3 виконано напівсферичний отвір 8, який є у взаємодії з сферичною головкою 9 еліпсного болта 6 і закритий кришкою відомої конструкції з в'язким мастилом 11. При цьому спіралі 1 і 2 мають можливість гнучкості однієї відносно іншої за рахунок сферичної поверхні 8, зазорів між болтовим з'єднанням і зазору між секціями оправок 3 і 4.

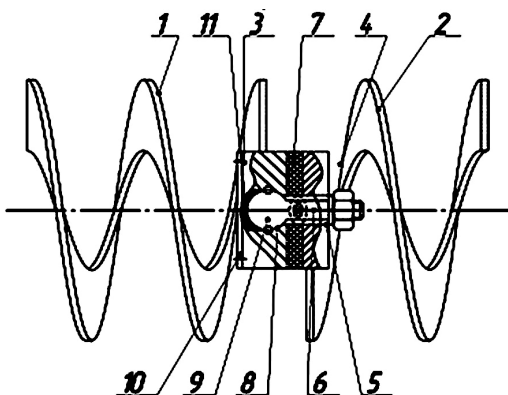


Рис.1. Конструктивна схема гвинтового секційного робочого органу транспортера

Оскільки експлуатаційні характеристики будь-якого гнучкого робочого органу транспортера визначаються його радіусом згину (рис.2) то даний параметр визначає також і рівень технологічності такого транспортуючого органу. 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 представленій на рис. 3. 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 $l_{zg} = \frac{2\alpha \cdot \pi R_{zg}}{180^\circ}$. Радіус згину можна виразити через відстань між кінцями вигнутого робочого органу пристрою параметром L . Згідно розрахункової схеми радіус вигину рівний

$$R_{зг} = \frac{L}{2 \cdot \sin \alpha}, \quad (1)$$

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

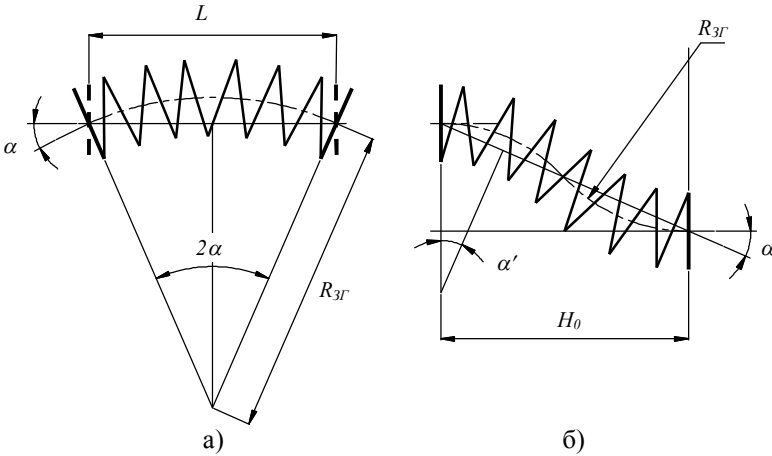


Рис.2. Розрахункові схема для визначення радіуса згину гвинтового елемента транспортера

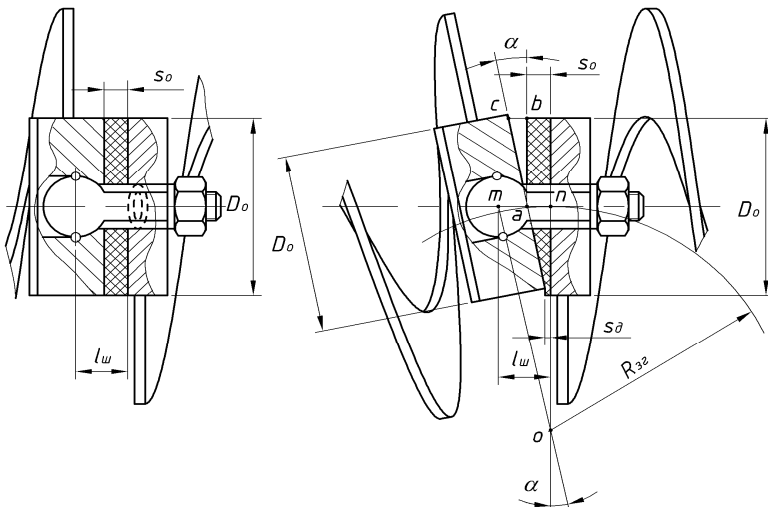


Рис.3. Розрахункова схема для визначення мінімального радіуса згину транспортера з гвинтовими секційними робочими елементами

У випадку двох траєкторій вигину

$$R_{з.р} = \frac{L \cdot \sin \alpha}{4 \cdot \cos \alpha} = 0,25 \cdot L \cdot \operatorname{tg} \alpha ,$$

а відповідно довжина вигину (лінійна довжина робочого гвинтового елемента) $l_{з.р} = 0,5L \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \pi \cdot 2\alpha$. Так для встановлення аналітичних залежностей для розрахунку кута згину секцій одна відносно другої розглянемо Δabc згідно якого

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{cb}{ab} = \frac{s_0 - s_o}{0,5D_o},$$

де s_o – початкова товщина пружного елемента;

s_o – товщина деформованого пружного елемента внаслідок зміщення;

D_o – зовнішній діаметр оправки.

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

$$R_{зг} = on = \frac{mn}{\operatorname{tg} \alpha} = \frac{l_{ш}}{\operatorname{tg} \alpha} .$$

З врахуванням рівностей виразів, яка визначає мінімальний радіус згину робочого органу транспортера з секційними елементами, буде мати вигляд

$$R_{зг} = \frac{0,5D_o l_{ш}}{s_0 - s_o} . \quad (2)$$

Аналізуючи отримані графічні залежності (рис. 4) зміни радіуса згину від діаметра оправки при різних значеннях довжини шарніра можна зробити висновок, що 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. Так встановлено (рис.5), 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, і підвищення експлуатаційної надійності та довговічності.

Висновки. Приведено конструкцію секцій гнучких гвинтових конвеєрів при транспортуванні сипких матеріалів по криволінійних трасах. Виведені аналітичні залежності для визначення конструктивних параметрів. Також приведено графічні залежності для визначення мінімального радіуса згину секцій гнучкого гвинтового конвеєра.

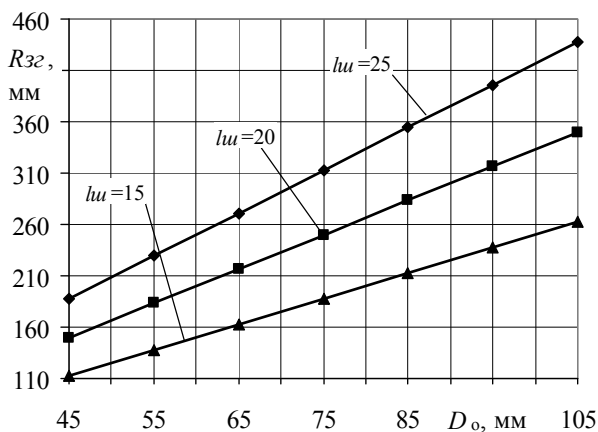


Рис.4. Графічні залежності зміни радіуса згину R_{32} гвинтового конвеєра від діаметра оправки D_0 при різних значеннях довжини l_u шарніра

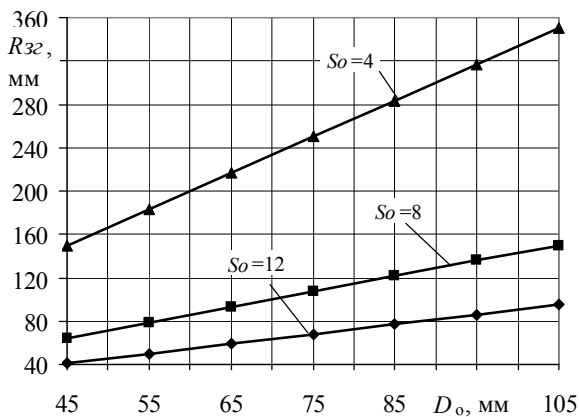


Рис.5. Графічні залежності зміни радіуса згину гвинтового конвеєра від діаметра оправки D_0 при різних товщини s_0 кільцевого пружного елемента

Список використаних джерел

1. Григорьев А.М. Винтовые конвейеры./ А.М. Григорьев// – М.: Машиностроение. 1972, - 286 с.
2. Гевко Б.М. та ін. Механізми з гвинтовими пристроями./ Б.М. Гевко та

ін.// – Львів: Вища школа, 1993, -205 с.

3. Гевко Б.М., Винтовые подающие механизмы сельскохозяйственных машин. / Б.М. Гевко, Р.М. Рогатынский// – Львов: Выща школа, 1989, – 175 с.
4. Гевко І.Б. Гвинтові транспортно-технологічні механізми. Розрахунок і конструювання / І.Б.Гевко /Тернопіль: ТДТУ ім. Івана Пулюя, 2008. – 307с.
5. Гевко Б.М., Технологічні основи формоутворення спеціальних профільних гвинтових деталей. / Б.М. Гевко, О.Л. Ляшук, І.Б. Гевко, А.П. Драган, І.Я. Новосад // - Тернопіль: СМП “Тайп”, 2008 – 367с.
6. Лещук Р.Я. Обґрунтування конструктивно-силових параметрів секційних робочих органів гвинтових механізмів. Автореф. Канд. Техн. Наук. –Львів: ЛПУ, 2003, – 19 с.

Аннотация

КОНСТРУКТИВНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ МЕТОДЫ ПОВЫШЕНИЯ ЭКСПЛУАТАЦИОННОЙ НАДЕЖНОСТИ И ДОЛГОВЕЧНОСТИ СЕКЦИОННЫХ ВИНТОВЫХ КОНВЕЙЕРОВ

Приведенная конструкция секций гибких винтовых конвейеров при транспортировке сыпучих материалов по криволинейным трассам, которая обеспечивает повышение их эксплуатационной надежности и долговечности. Выведены аналитические зависимости для определения конструктивных параметров.

Abstract

CONSTRUCTION AND TECHNOLOGICAL METHODS FOR INCREASING OPERATIONAL RELIABILITY AND DURABILITY OF SECTIONAL SCREW CONVEYERS

Construction of sections of flexible screw conveyers during transporting of friable materials on curvilinear routes, which enhances their operational reliability and durability, was presented. Analytical dependences are shown out for determination of structural parameters.