

УДК 621. 855

Б.М.Гевко¹, О.Л. Ляшук¹, Р.В. Комар; В.І. Диня², О.В. Олексишин¹¹Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя²Бережанський агротехнічний інститут національного університету біоресурсів і природокористування України

ОСОБЛИВОСТІ РОЗРАХУНКУ ПРИВІДНИХ ЛАНОК ЛАНЦЮГОВОГО КОНВЕЄРА

Приведено особливості конструкції ланцюгового конвеєра і методика розрахунку привідних ланок. Виведені аналітичні залежності для визначення силових, конструктивних і кінематичних параметрів приводних ланок і навантажувальної здатності конвеєра в цілому. Дані практичні рекомендації виробництву з розрахунку ланцюгових конвеєрів.

Ключові слова: ланцюговий конвеєр, ланки робочого органу.

Постановка проблеми. Одним з перспективних напрямків підвищення надійності і розширення технологічних можливостей транспортуючих пристроїв, які мають широке застосування у технологічних процесах механізованого завантаження сипких матеріалів, мінеральних добрив, насінного матеріалу та зібраних зернових культур є виготовлення робочих органів таких пристроїв у вигляді окремих секцій з шарнірно-ланцюговими ланками.

Ланцюгові передачі застосовують при значних міжосьових відстаннях, а також для передачі руху від одного ведучого валу декільком веденим в тих випадках, коли зубчасті передачі не можуть використовуватися, а пасові є недостатньо надійними. Найбільшого поширення ланцюгові передачі набули в сільськогосподарському, транспортному і хімічному машинобудуванні, в верстатобудуванні, гірничорудному устаткуванні і підйомно-транспортуючих пристроях.

Аналіз останніх результатів досліджень. Питаннями теорії та практики визначення конструктивних та енергосилових параметрів транспортерів з секційними робочими органами займалися багато науковців Павлище В.Т.[1], Иванов М.Н.[2], Іванченко Ф.К.[3], Гевко Б.М. та інші [4]. Проте методика розрахунку кожної із конструкцій має свої характерні особливості.

Мета роботи. Тому метою роботи є розробка методики розрахунку секційних привідних ланок ланцюгових конвеєрів.

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

Реалізація роботи Розроблено конструкцію гнучкого ланцюгового конвеєра тяговим органом якого є ланцюг, який зображено на рис 1[5]. Робота даного конвеєра здійснюється аналогічно роботі гнучкого канатного конвеєра. Відмінність даної конструкції ланцюгового конвеєра полягає у приводі, який оснащений спеціальною привідною зірочкою 1, що розміщена в площині руху робочого органу і є у взаємодії з ланками ланцюга 2, з дисками 3 робочого органу, який виконано у вигляді привідних роликів з прямокутними отворами, які утворені двома боковими з'єднувальними пластинами, які жорстко встановлені на менших бокових діаметрах привідних роликів з можливістю кругового провертання.

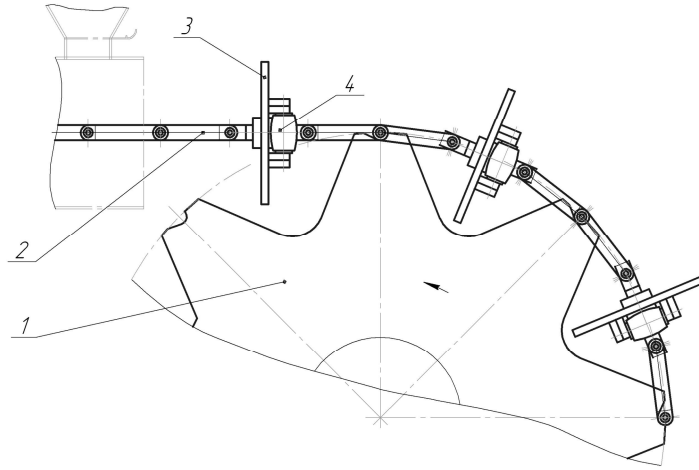


Рис. 1. Гнучкий ланцюговий конвеєр для транспортування сипких матеріалів [5]:
1- зірочка; 2- ланка ланцюга; 3- диск робочого органу; 4- опорні еластичні ролики; 5- виїмки

По зовнішньому діаметру зубів спеціальної приводної зірочки посередині їх виступів виконані виїмки 5 з виступами для зачеплення. З неробочої сторони ланцюгового робочого органу з круглими дисками, які рівномірно по колу встановлені три опорні еластичні ролики 4 з можливістю кругового повертання, зовнішній профіль яких виконано у вигляді радіуса рівного внутрішньому радіусу U-подібної труби і є з нею у взаємодії. Крім того зовнішній діаметр розміщення опорних еластичних роликів є більший зовнішнього діаметра дисків.

Ланцюги обмежують швидкість (до 1 м/с), але можуть збільшити довжину транспортування при великій продуктивності, оскільки мають більшу міцність.

Основними перевагами гнучких ланцюгових і канатних конвеєрів є : можливість переміщення гарячих, миловидних, шматкових вантажів за великих кутів нахилу траси і навіть у вертикальному напрямі; робота у більш важких умовах.

Сучасні ланцюгові передачі застосовують в діапазоні потужностей до декількох тисяч кВт. Проте найбільше поширення мають передачі до 100 кВт, оскільки при великих потужностях прогресивно зростає вартість ланцюгової передачі в порівнянні із зубчастою. Відповідно потужність розробленої конструкції транспортера можна розрахувати за аналогією із ланцюговою передачею [2]

$$N = F_t v / 102, \text{ кВт}; \quad (1)$$

Колову швидкість ланцюга можна розрахувати за формулою [1]

$$v = t w z_1 / 2\pi, \text{ м/с}; \quad (2)$$

Для більшості режимів роботи ланцюгових передач резонансні коливання не спостерігаються, оскільки частота збуджуючих імпульсів більше частоти власних коливань. Крім того, амплітуди коливань значно зменшуються внаслідок демпфуючих властивостей ланцюга.

Для наближеної оцінки критичної частоти обертання можна використовувати формулу [2]

$$w_{\text{крит}} = \frac{30}{z_1 a} \sqrt{S_1 / q}, \text{ об/хв.}; \quad (3)$$

Оскільки колова швидкість прямо пропорційна потужності конвеєра, то доцільно припустити, що для більшої потужності необхідні максимальні значення колової швидкості. Проте під час проектування необхідно врахувати ударні навантаження при контакті шарніру ланцюга і впадини приводного колеса конвеєра – тобто необхідно обмежувати значення колової швидкості до рекомендованих експериментальних даних. Ефект удару можна визначити з рахунок втрат кінетичної енергії [2]

$$G = \frac{q n^2 t^3}{2,2 \cdot 10^{11}} \cdot \sin^2 \left(\frac{360^\circ}{z_1} + \gamma \right) \leq [G], \text{ Н}\cdot\text{м}. \quad (4)$$

Для забезпечення функціональної здатності розробленого конвеєра необхідно дотримуватися певного співвідношення кількості шарнірних ланок аналогів ланкам ланцюгового приводу. Відповідно кількість ланок конвеєра можна розрахувати за формулою

$$L_t = \frac{2a}{t} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 \cdot \frac{t}{a}, \quad (5)$$

Розрахункову кількість ланок рекомендовано заокруглювати до цілого парного числа і за ним корегують міжосьову відстань [1]

$$a = \frac{t}{a} \left[L_t - \frac{z_1 + z_2}{2} + \sqrt{\left(L_t - \frac{z_1 + z_2}{2} \right)^2 - 8 \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2} \right]. \quad (6)$$

Шарнірні ланки ланцюгового конвеєра конструюють приблизно рівномісними по напруженнях в усіх деталях. Це досягається відповідним співвідношенням розмірів деталей, їх матеріалів і термообробки. Відповідно для більшості умов роботи основною причиною втрати працездатності є знос шарнірів ланцюга. Тому як основний розрахунок прийнято розраховувати по зносостійкості шарнірів, а за основний розрахунковий критерій приймати питомий тиск в шарнірі:

$$p = F_t / (dB) \leq [p], \quad (7)$$

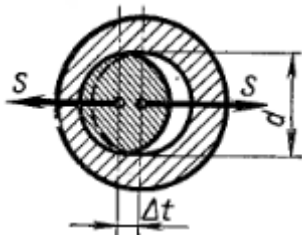


Рис. 2. Схема зношення шарнірів ланцюгового конвеєра

За один пробіг ланцюга в кожному шарнірі здійснюється чотири повороти, два на ведучій і два на веденій зірочках, а ці повороти викликають знос втулок і валиків шарнірів (рис.2). Термін служби ланцюга по зносу залежить від величини міжосьової відстані, числа зубів ведучої зірочки, величини навантаження або тиску в шарнірах, наявності змащування і т.п. факторів.

Допустима величина відносного зносу ($\Delta t/t$) обмежується можливістю втрати зачеплення ланцюга із зірочкою, а також зменшенням міцності ланцюга. Крок t нового ланцюга дорівнює кроку зірочки по ділительному колу D_0 . При цьому ланцюг розташовується на зірочці так, як зображено на рис.3а. Крок зношеного ланцюга вимірюється як відстань між центрами роликів

$$t' = t + \Delta t. \quad (8)$$

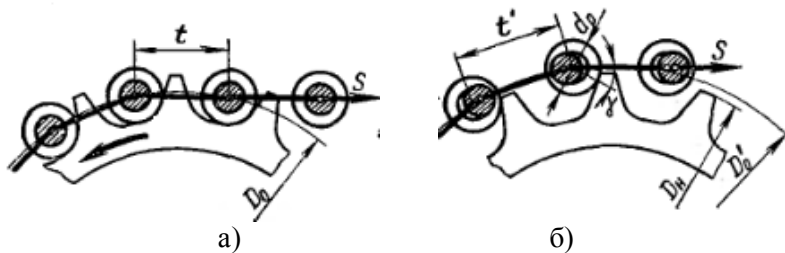


Рис. 3. Зміна конструктивних параметрів ланцюгового шарніра конвеєра внаслідок зношення

Зношений ланцюг із збільшеним кроком розміщується на новому діаметрі зірочки D'_0 (рис.3б). Відповідно

$$D'_0 = \frac{t'}{\sin \pi/z} \approx D_0 + \frac{\Delta t z}{\pi}. \quad (9)$$

Згідно рисунку 3б видно, що зачеплення можливе лише за умови

$$D'_0 \leq D_H + d_p \sin \gamma = const. \quad (10)$$

На спрацювання шарнірних ланок ланцюгового конвеєра суттєвий вплив має допустимий тиск в шарнірах. Гранично допустимі значення тиску, в залежності від кроку і частоти обертання привідної зірочки, наведені у відповідній літературі [2] і дані значення пов'язані із коефіцієнтом експлуатації відповідним співвідношенням

$$[p] = [p_0] / K_E. \quad (11)$$

Відповідно для визначення колової сили у ланках ланцюгового конвеєра згідно формул (7) і (12) можна використати наступну залежність

$$F_t = [p]dB = \frac{[p_o]}{K_E} \cdot dB . \quad (12)$$

Потужність конвеєра згідно рівності (1) рівна

$$N = \frac{[p_o]dBz_1wt}{K_E \cdot 60 \cdot 1000 \cdot 102} . \quad (13)$$

На основі проведених досліджень можна зробити наступні висновки:

1. Запропонована методика розрахунку ланцюгового конвеєра може мати практичне використання під час проектування подібних механізмів, які можуть використовуватись у сільському господарстві та промисловості;

2. Запропонована конструкція гвинтового секційного конвеєра має розширені технологічні можливості за рахунок можливості транспортування вантажу по складних технологічних трасах.

1. Павлице В.Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин./ Павлице В.Т. - К.: Вища школа, 1993. – 556 с.
2. Иванов М.Н. Детали машин./ Иванов М.Н - М.: Вища школа, 1976. – 399 с.
3. Иванченко Ф.К. Піднімально-транспортні машини./ Иванченко Ф.К. - К.: Вища школа, 1993, - 414 с.
4. Механізми з гвинтовими пристроями / Гевко Б.М., Данильченко М.Г., Рогатинський Р.М., Пилипець М.І., Матвійчук А.В. – Львів.: Світ, 1993. – 208 с.
5. Пат. №52568 Україна, МПК В65G 33/00. Гнучкий ланцюговий конвеєр/ Гевко Б.М.; Ляшук О.Л.; Стефанів В.М.; Диня В.І.; Олексишин О.В.; Дячун А.Є.; Гевко І.Б. ; Гевко І.Б.; заявник і патентовласник Тернопільський державний технічний університет. – №2 u201004000 ; заявл. 06.04.2010; опубл. 25.08.2010, Бюл. №16.