УДК 621.855
Б.М. Гевко, О.Л. Ляшук, В.І. Солтисюк, О. В.Фльонц, І.Б. Гевко, О.В. Олексишин
Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя.

ОСОБЛИВОСТІ РОЗРАХУНКУ ВЕРТИКАЛЬНОГО ТРУБЧАТОГО КОНВЕЄРА.

Приведено особливості конструкції ланцюгового трубчатого конвеєра і методика розрахунку привідних ланок. Виведені аналітичні залежності для визначення силових, конструктивних і кінематичних параметрів приводних ланок і навантажувальної здатності конвеєра в цілому.

Постановка проблеми. Одним із перспективних напрямків підвищення ефективності машин і механізмів у агропромисловому комплексі є розширення їх технологічних можливостей завантажувально-прозвантажувальних пристроїв, які мають широке використання у технологічних процесах механізованого завантаження сипких матеріалів, мінеральних добрив, насіннєвого матеріалу та зібраних зернових культур є розроблення і виготовлення робочих органів трубчатих конвеєрів у вигляді окремих секцій з шарнірно-ланцюговими ланками. Ці ж робочі органи можуть мати широке використання і у всіх інших галузях народного господарства пов"язаних з переробленням сипких матеріалів.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Найбільшого поширення ланцюгові передачі набули у агропромисловому, транспортному і хімічному машинобудуванні, машинобудуванні і верстатобудуванні, гірничорудному устаткуваннях і піднімально- транспортних механізмах.

Питаннями теорії і практики визначення конструктивних та енергосилових параметрів транспортних механізмів з секційними робочими органами займалися Павлище В.Т. [1], Іванов М.Н. [2], Іванченко Ф.К. [4], Гевко Б.М. [4] та багато інших. Проте методика розрахунку каждої із конструкцій таких вантажно-піднімальних механізмів має свою специфікую

Мета роботи. Метою роботи є розроблення методики розрахунку секційних привідних ланок трубчастих конвеєрів з вертикальною подачею сипких матеріалів по криволінійних трасах.

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

Реалізація роботи. Розроблена конструкція гнучкого трубчастого конвеєра (рис. 1) з вертикальною подачею матеріалів, який виконано у вигляді труби, в яку встановлено гнучкий ланцюговий дисковий робочий орган з круглими дисками і опорними еластичними роликами.

Гнучкий трубчастий конвеєр з вертикальною подачею сипких матеріалів виконано у вигляді спарених S- подібних труб 1 круглого поперечного січення, які встановлені вертикально, в які встановлено ланцюговий дисковий робочий орган у вигляді гнучкого ланцюга 3, до якого рівномірно по довжині з заданим кроком встановлено круглі диски 2. Ланцюг 3 виконано у вигляді приводних роликів на менших діаметрах, в яких з двох сторін жорстко встановлені з'єднувальні пластини з можливістю кругового провертання, які з двох сторін завальковані у вигляді сферичних виступів. У вільний простір між з'єднувальними пластинами періодично входять в зуби 11 спеціальної привідної зірочки 10, яка жорстко встановлена на привідному 12 редуктора (на кресленні не показано) і розміщена в площині руху падаючого робочого органу. Спеціальна приводна зірочка 10 виконана у вигляді зубів 11, які рівномірно виконані по колу, по середині виступів яких виконані виїмки з виступаючими, для її зачеплення з привідними роликами.

До круглих дисків з неробочої сторони рівномірно по колу встановлено три опорних еластичних ролики з можливістю кругового провертання в опорних цапфах, зовнішній профіль яких виконано у вигляді радіуса рівного внутрішньому радіусу труби 1, з якими вони є у взаємодії. При цьому зовнішній діаметр розміщення опорних еластичних елементів є більшим зовнішнього діаметра круглих дисків 2. З протилежної сторони дисків 3 від опорних роликів 13 виконані циліндричні виступи з допомогою яких диски 2 кріпляться до ланцюга 3 відомим способом.

Опорні еластичні ролики з опорними цапфами двох кінців встановлені в підставки з можливістю кругового провертання і вони жорстко закріплені до диска 3.

©Б.М. Гевко, О.Л. Ляшук, В.І. Солтисюк, О. В.Фльонц, І.Б. Гевко, О.В. Олексишин

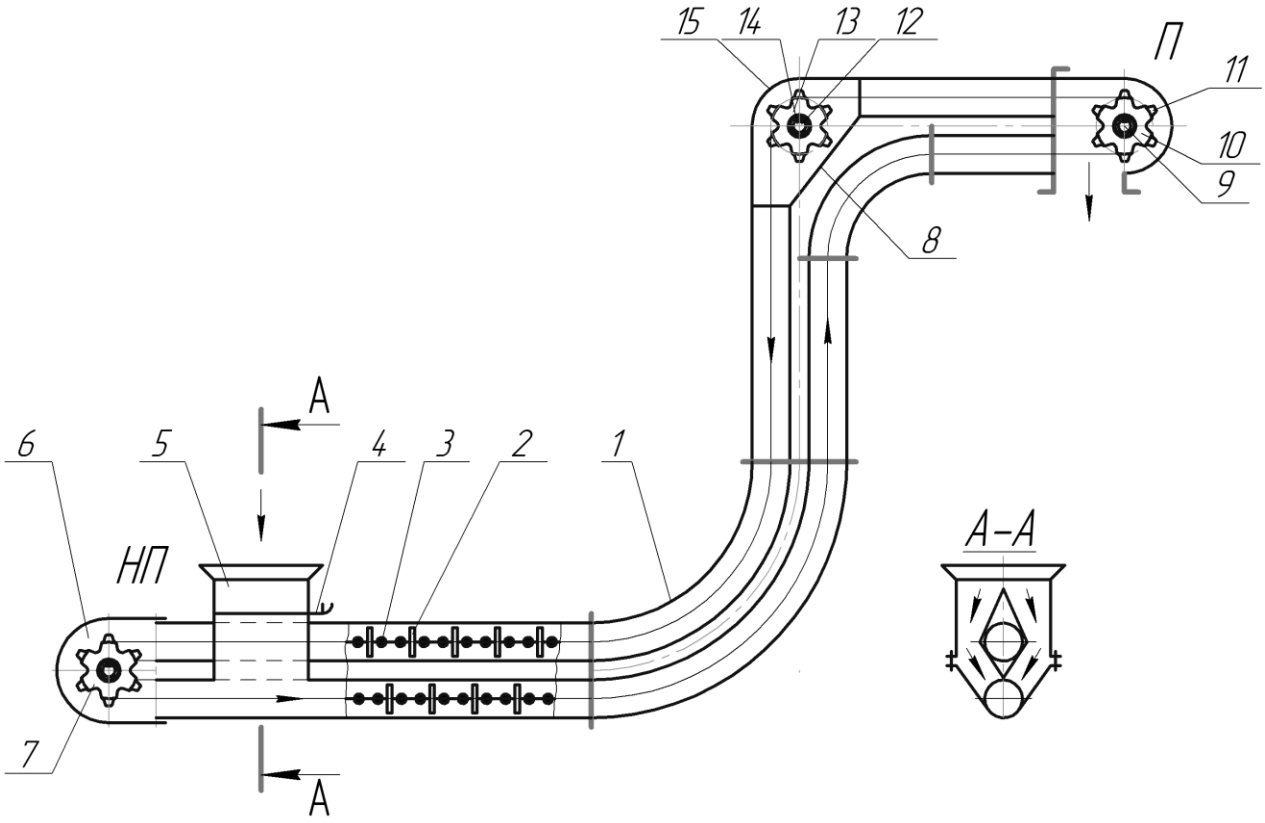


Рис. 1 Гнучкий трубчастий конвеєр з вертикальною подачею сипких матеріалів : 1-труба; 2- круглі диски; 3- гнучкий ланцюг; 4- шибер; 5- бункер; 6- радіусний кут; 7- натяжна зірка; 8-коса півкругла поверхня; 9- вал привідної зірочки; 10- привідна зірочка; 11- зуби; 12- вал паразитної зірочки; 13- зуби паразитної зірочки; 14- паразитна зірочка; 15- верхній радіусний кут.

На виході S – подібної труби аналогічно до спеціальної приводної зірочки 10 жорстко встановлена аналогічна паразитна зірочка 13 до конструкції з приводною зірочкою на валу 11 .

Зверху труби 1 на вході встановлено бункер 5 з регулювальним шибером 4 для сипким матеріалом, який необхідно транспортувати.

Внутрішній отвір корпуса останньої зі сторони торців завантажувальної і вивантажувальної труб 1 є у взаємодії з їхніми зовнішніми діаметрами з можливістю осьового переміщення.

Робота гнучкого трубчастого конвеєра з вертикальною подачею сипких матеріалів здійснюється наступним чином. Сипкий матеріал засипають в бункер 5, включають привід, гнучкий ланцюг круглими дисками 2 переміщується згідно стрілки. Відкривається шибер 4 і сипкий матеріал поступає в S - подібну трубу і переміщується круглими дисками 3 до вивантажувальних патрубків і вивантажуючи сипкий матеріал в ємності. При цьому у верхньому куті 15 сипкий матеріал зсипається по косій півкруглій поверхні 8 зменшуючи їх взаємодію з ланцюговим конвеєром і зменшуючи зусилля транспортування. Останні суттєво і зменшують параметри зірочки 13, яка встановлена у верхньому радіусному куті 15.

До переваг гнучкого трубчастого конвеєра з вертикальною подачею сипких матеріалів відноситься зменшення зусилля транспортування по складних транспортних трасах.

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

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

де F_t – колова сила, Н;

v – колова швидкість ланцюга, м/с.

Колову швидкість ланцюга можна розрахувати за формулою [1]

©Б.М. Гевко, О.Л. Ляшук, В.І. Солтисюк, О. В.Фльонц, І.Б. Гевко, О.В. Олексишин

$$v = twz_1/2\pi \text{, м/с;} \quad (2)$$

де t – крок ланцюга, мм;
w – кутова швидкість ведучої зірочки, об/хв.;
z_1 – кількість зубів ведучої зірочки.

Для більшості режимів роботи ланцюгових передач резонансні коливання не спостерігаються, оскільки частота збурюючих 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]

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

де a – відстань між зірочками (міжосьова), м;
S_1 – натяг ведучої ланки, Н;
q – маса метра довжини шарнірів ланцюга, кг/м.

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 привідного колеса конвеєра – тобто необхідно обмежувати значення колової швидкості до рекомендованих експериментальних даних. Ефект удару можна визначити з рахунок втрат кінетичної енергії [2]

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

де γ – кут профіля зуба зірочки.

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

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

де z_1, z_2 – кількість зубів зірочок.

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 ланцьогового конвеєра конструюють приблизно рівноміцними по напруженях 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

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

де d, B – діаметр валика і ширина ланцюгової ланки, м.

При роботі ланцюгового приводу в шарнірах здійснюються повороти на кут

$$\varphi = 2\pi/z, \quad (8)$$

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.

©Б.М. Гевко, О.Л. Ляшук, В.І. Солтисюк, О. В.Фльонц, І.Б. Гевко, О.В. Олексишин

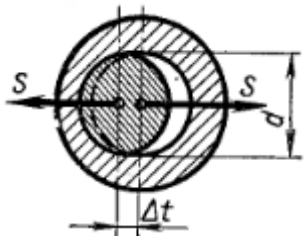
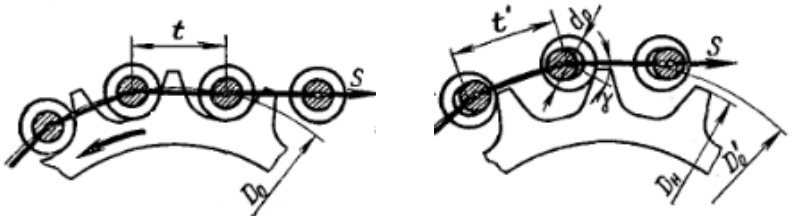


Рис.2 – Схема зношення шарнірів ланцюгового конвеєра

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).

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 ділильному колу D_0. При цьому ланцюг розташовується на зірочці так, як зображено на рис.3а. Крок зношеного ланцюга вимірюється як відстань між центрами роликів

$$t' = t + \Delta t\,. \qquad (9)$$



а) б)

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

$$D'_0 = \frac{t'}{\sin \pi / z} \approx D_0 + \frac{\Delta t z}{\pi}\,. \qquad (10)$$

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

$$D'_0 \le D_H + d_p \sin\gamma = const\,. \qquad (11)$$

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

$$[p] = [p_o] / K_E\,. \qquad (12)$$

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

$$F_t = [p]\, d B = \frac{[p_o]}{K_E}\, d B\,. \qquad (13)$$

Потужність конвеєра згідно рівності (1) рівна

$$N = \frac{[p_o]\, d B z_1 w t}{K_E \cdot 60 \cdot 1000 \cdot 102}\cdot. \qquad (14)$$

На основі приведених досліджень можна зробити наступні висновки:

1. Запропонована конструкція трубчатого конвеєра з вертикальною подачею сипких матеріалів по криволінійних трасах.
2. Розроблена методика розрахунку ланцюгового конвеєра з визначення конструктивних, силових і кінематичних параметрів.

1. Павлище В.Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин./ Павлище В.Т. - К.: Вища школа, 1993. – 556 с.
2. Иванов М.Н. Детали машин./ Иванов М.Н - М.: Вища школа, 1976. – 399 с.

©Б.М. Гевко, О.Л. Ляшук, В.І. Солтисюк, О. В.Фльонц, І.Б. Гевко, О.В. Олексишин

3. Іванченко Ф.К. Піднімально-транспортні машини./ Іванченко 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 B65G 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.

©Б.М. Гевко, О.Л. Ляшук, В.І. Солтисюк, О. В.Фльонц, І.Б. Гевко, О.В. Олексишин