

МІНІСТЕРСТВО АГРАРНОЇ ПОЛІТИКИ
І ПРОДОВОЛЬСТВА УКРАЇНИ

**ВІСНИК
ХАРКІВСЬКОГО НАЦІОНАЛЬНОГО
ТЕХНІЧНОГО УНІВЕРСИТЕТУ
СІЛЬСЬКОГО ГОСПОДАРСТВА
ІМЕНІ ПЕТРА ВАСИЛЕНКА**

Випуск 114

**«ПРОБЛЕМИ НАДІЙНОСТІ МАШИН ТА ЗАСОБІВ
МЕХАНІЗАЦІЇ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОГО
ВИРОБНИЦТВА»**

Харків 2011

УДК 62-192(075)
ББК 34.41я73

В тематичний збірник включені наукові праці Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка, а також ведучих вищих навчальних закладів, науково-дослідних інститутів і підприємств, в яких відображені результати теоретичних і експериментальних досліджень з проблем надійності машин та сільськогосподарської техніки.

Редакційна колегія:

Чл. – кор. УААН, академік МАНВШ, професор **Мазоренко Д.І.**
(відповідальний редактор);

Чл. – кор. УААН, професор, д.т.н. **Тіщенко Л.М.**
(заступник відповідального редактора);

професор, д.т.н. **Войтов В.А.**
(заступник відповідального редактора);

професор, д.т.н. **Кухтов В.Г.**;

професор, д.т.н. **Лебедєв А.Т.**;

професор, к.т.н. **Науменко О.А.**;

професор, к.т.н. **Сідашенко О.І.**;

професор, д.т.н. **Скобло Т.С.**;

професор, д.т.н. **Басін В.С.**;

доцент, к.т.н. **Гринченко О.С.** (відповідальний секретар).

Відповідальний за випуск **Савченко В.Б.**

Наукове фахове видання

Вісник Харківського національного технічного університету сільсько-
го господарства імені Петра Василенка

Випуск 114

«Проблеми надійності машин та засобів механізації сільськогосподар-
ського виробництва»

ISBN 5-7987-0176 X

© Харківський національний технічний
університет сільського господарства
імені Петра Василенка, 2011 р.

АНОТАЦІЯ

Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка (ХНТУСГ) включає статті, в яких приведені результати науково-дослідних робіт в галузі надійності, проведених в ХНТУСГ, а також в інших навчальних закладах і підприємствах сільськогосподарського профілю.

АННОТАЦИЯ

Вестник Харьковского национального технического университета сельского хозяйства имени Петра Василенко (ХНТУСХ) включает статьи, в которых приведены результаты научно-исследовательских работ в области надежности, проведенных в ХНТУСХ, а также в других учебных заведениях и предприятиях сельскохозяйственного профиля.

ABSTRACT

The bulletin of the Kharkiv State National Technical University of Agriculture of the name of Peter Vasilenko (KSNUA) includes the articles which shine results of the research works in area of reliability are resulted in, which have been carried spent at KSNUA, and also in other educational institutions and enterprises of agricultural profile.



В.Я.Анілович

В травні 2011 року в Харківському національному технічному університеті сільського господарства імені Петра Василенка відбулась десята ювілейна міжнародна науково-практична конференція “Проблеми надійності машин та засобів механізації сільськогосподарського виробництва” (зарєєстрована УкрІНТЕІ під №246 від 11.03.11), присвячена пам’яті академіка Веніаміна Яковича Аніловича.

На конференцію надійшли доповіді вчених і працівників машинобудування та багатьох вузів, наукових установ і підприємств України і Російської Федерації. Матеріали конференції, опубліковані у тематичному збірнику, відносяться до напрямів оцінювання та прогнозування надійності, конструкторсько-технологічних та ремонтно-експлуатаційних методів її забезпечення, моделювання та запровадження комп’ютерних технологій при дослідженнях надійності машин та обладнання, а також економічних та організаційних питань керування надійністю.

Організаційний комітет конференції висловлює велику вдячність всім, хто прийняв участь у цьому форумі з проблем надійності машин і запевнює у своєму бажанні надалі нароцувати зусилля у справі поширення міцних творчих зв’язків, координації напрямків досліджень і об’єднання можливостей науковців і виробничників для створення передумов відродження і сталого розвитку вітчизняного сільськогосподарського машинобудування.

ОБГРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ КОНСТРУКЦІЇ РОБОЧОГО ОРГАНУ ШАЙБОВОГО ТРАНСПОРТЕРА

Р.Б.Гевко, д.т.н., професор¹, О.А.Токарчук, інженер²

¹Тернопільський національний економічний університет

²Вінницький національний аграрний університет

У статті представлено вдосконалену конструкцію робочого органу шайбового транспортера, а також наведено теоретичне обґрунтування раціональних параметрів його несучих елементів.

Вступ

Шайбові транспортери знайшли широке застосування при роздачі кормів, переміщення сипких і кускових матеріалів у стаціонарних умовах. Характерною їх особливістю є розташування в замкнутому направляючому кожусі, тягового робочого органу, як правило, виконаного у вигляді ланцюга або тросу, на якому жорстко закріплені шайби, одна з бокових поверхонь котрих виконана конічною.

Привід робочого органу здійснюється за рахунок ведучих дисків, периферійні зачепи яких взаємодіють з конічними поверхнями шайб, що забезпечує переміщення сипкого матеріалу в направляючому кожусі. Вздовж технологічної траси періодично встановлені дозуючі вивантажувальні лійки, які спрямовують транспортований матеріал в зону вивантаження.

Аналіз досліджень і публікацій

Аналіз відомих досліджень [1] показав, що основними недоліками відомих робочих органів є їх висока матеріаломісткість, що призводить до підвищених сил тертя при транспортуванні матеріалів, а також низька ремонтно здатність (при поломці однієї шайби необхідно демонтувати весь робочий орган).

Постановка завдання

З метою підвищення експлуатаційних показників шайбових конвеєрів необхідно розробити нову конструкцію робочого органу, виконаного на основі секційних елементів, для їх заміни у випадку виходу з ладу, а також обґрунтувати раціональні конструктивно-силові параметри їх несучих елементів.

Основний зміст

Для вирішення поставленої задачі розроблена конструктивна схема робочого органу шайбового конвеєра [2], який зображено на рис.1.

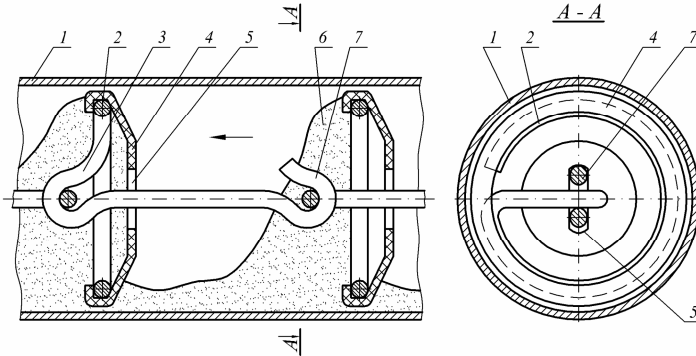


Рис. 1. Конструктивна схема робочого органу шайбового конвеєра

Він складається з корпусу 1 трубчатої форми, в якому розміщується осовий прутковий секційний елемент, що містить кільце 2, гаки 3 і 7, кришку 4 конусоподібної форми з повздовжнім пазом 5. Для зменшення коефіцієнта тертя із периферійними зачепами привідних зубчатих коліс кришку доцільно виготовляти з поліамідів армованих скляним волокном.

За допомогою повздовжнього пазу кришку проводять через гак 7, а далі шляхом стискання спіралевидного кільця відбувається його замикання у внутрішній периферійній поверхні кришки.

Вільний гак 7 першої секції входить в зачеплення з гакom 3 наступної секції, утворюючи ланцюгове з'єднання. Кришка виконує функцію кріплення кільцевої поверхні секційного елемента, а також транспортування матеріалу.

Шайбовий транспортер приводиться в рух зубчатим колесом (на кресленні не зображено), що здійснює контакт по конусоподібній поверхні кришки. При русі транспортера сипкий матеріал 6 через завантажувальний бункер захоплюється кришками і переміщується в зону вивантаження.

Метою теоретичного аналізу є визначення напружень і переміщення вільного кінця спіралевидного кільця для його фіксації у внутрішній периферійній поверхні кришки. Розрахункова схема навантаженого кільця зображена на рис. 1.

Згинний момент буде рівний моменту сил P_1 та P_2 відносно точки O

$$M = -P_1 \sin \varphi \cdot \left(R + \frac{a}{2\pi} \varphi \right) + P_2 \cos \varphi \cdot \left(R + \frac{a}{2\pi} \varphi \right), \quad (1)$$

де a - постійна величина, яка визначає початкове зміщення вільного кінця спіралевидного кільця відносно мінімального радіуса R його основи.

Проектуючи сили P_1 та P_2 на нормаль отримаємо рівності для визначення нормальної N та поперечної Q сил

$$N = P_1 \sin \varphi + P_2 \cos \varphi, \quad (2)$$

$$Q = P_1 \cos \varphi + P_2 \sin \varphi. \quad (3)$$

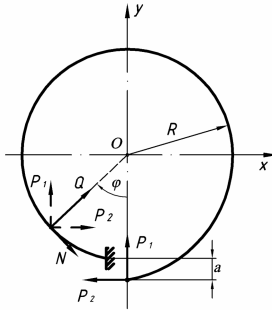


Рис.1. Розрахункова схема навантаженого кільця

Для визначення радіусу кривизни нейтрального шару поперечно-го перетину кільця, тобто круга, вибираємо елементарну площу dF , лінії якої паралельні нейтральній осі (рис.2).

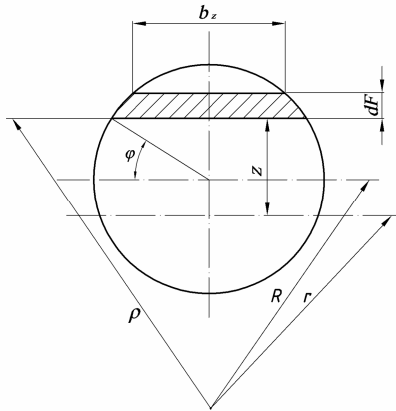


Рис.2. Розрахункова схема поперечного перерізу кільця

Обчислюємо: $\rho = R + d \cdot \sin \varphi / 2$; $dF = b_z d\rho$; $b_z = d \cos \varphi$; $d\rho = (d/2) \cos \varphi d\varphi$,
де d - діаметр круга, $dF = (d^2/2) \cos^2 \varphi d\varphi$.

Виразимо dF та ρ через функцію φ

$$\int_F \frac{dF}{\rho} = \int_{-\pi/2}^{\pi/2} \frac{d^2 \cos^2 \varphi d\varphi}{2R + d \sin \varphi} = d^2 \int_{-\pi/2}^{\pi/2} \frac{\cos^2 \varphi d\varphi}{2R + d \sin \varphi} = \pi(2R - \sqrt{4R^2 - d^2}).$$

Оскільки $F = \pi d^2 / 4$, то

$$r = \frac{d^2}{4(2R - \sqrt{4R^2 - d^2})}. \quad (4)$$

Для визначення переміщення використаємо формулу

$$f = \int_{\rho} \frac{M(x)M^0 d\rho}{EI} + \int_{\rho} \frac{N(x)N^0 d\rho}{EF}. \quad (5)$$

Обчислюємо $M(x)$, M^0 , $N(x)$ і N^0 :

$$M(x) = -P_1 \sin \varphi \cdot (R + \frac{a}{2\pi} \varphi) + P_2 \cos \varphi \cdot (R + \frac{a}{2\pi} \varphi); \quad dS = (R + \frac{a}{2\pi} \varphi) d\varphi;$$

$$N(x) = P_1 \sin \varphi + P_2 \cos \varphi; \quad N^0 = \sin \varphi; \quad M^0 = -(R + \frac{a}{2\pi} \varphi) \sin \varphi.$$

Підставляємо одержані величини у формулу (5) отримаємо

$$f = \frac{1}{EI} \int_S (R + \frac{a}{2\pi} \varphi)^3 \sin \varphi (P_1 \sin \varphi - P_2 \cos \varphi) d\varphi + \quad (6)$$

$$+ \frac{1}{EF} \int_S (R + \frac{a}{2\pi} \varphi) \sin \varphi (P_1 \sin \varphi + P_2 \cos \varphi) d\varphi.$$

Після обчислення отримаємо

$$f = [\frac{1}{EI} ((R + \frac{a\varphi}{2\pi})^3 (P_2 \frac{\cos^2 \varphi}{2} + \frac{P_1}{2} (\varphi - \frac{1}{2} \sin 2\varphi)) - \frac{3a}{4\pi} ((R + \frac{a\varphi}{2\pi})^2 (\frac{P_2}{2} (\varphi + \frac{1}{2} \sin 2\varphi) +$$

$$+ \frac{P_1 \varphi^2}{2} + \frac{P_1}{4} \cos 2\varphi) + \frac{3a^2}{4\pi^2} ((R + \frac{a\varphi}{2\pi}) (\frac{P_2}{2} (\frac{\varphi^2}{2} - \frac{\cos 2\varphi}{4}) + \frac{P_1 \varphi^3}{6} + \frac{P_1}{8} \sin 2\varphi)) - \quad (7)$$

$$- \frac{3a^3}{8\pi^3} (\frac{P_2 \varphi^3}{12} - \frac{P_2}{16} \sin 2\varphi + \frac{P_1}{24} \varphi^4 - \frac{P_1}{16} \cos 2\varphi)) + \frac{1}{EF} ((R + \frac{a\varphi}{2\pi}) (\frac{P_1}{2} (\varphi - \frac{\sin 2\varphi}{2}) +$$

$$+ \frac{P_2}{2} \sin^2 \varphi) - \frac{a}{2\pi} (\frac{P_1}{2} (\frac{\varphi^2}{2} + \frac{\cos 2\varphi}{4}) + \frac{P_2}{4} (\varphi - \frac{\sin 2\varphi}{2}))]_{\varphi}.$$

Підставляючи межі інтегрування $\varphi[0; 2\pi]$ отримаємо

$$f = \frac{1}{EI} (\frac{R^3 P_2}{2} - (R+a)^3 (\frac{P_2}{2} + P_1 \pi) - \frac{3a}{4\pi} (\frac{R^2 P_1}{4} - (R+a)^2$$

$$(P_2 \pi + 2P_1 \pi^2 + \frac{P_1}{4})) + \frac{3a^2}{4\pi^2} (-\frac{R P_2}{8} - (R+a) (P_2 \pi^2 - \frac{P_2}{8} + \frac{4P_1 \pi^3}{3})) + \quad (8)$$

$$+ \frac{a^3}{4} (P_2 + P_1 \pi)) + \frac{1}{EF} (P_1 \pi R + \frac{P_1 a \pi}{2} + \frac{P_2 a}{4}).$$

На рис.3 побудовані графічні залежності переміщення вільного кінця кільця f від впливу параметрів a , D , і d . Діаметр кільця D визначаємо як середнє значення радіуса кільця $R_c = (R_{min} + R_{max})/2$, де $R_{min} = R$ - мінімальний радіус, $R_{max} = R + a$ - максимальний радіус. Відповідно $R_c = (2R + a)/2$, або $D = 2R + a$.

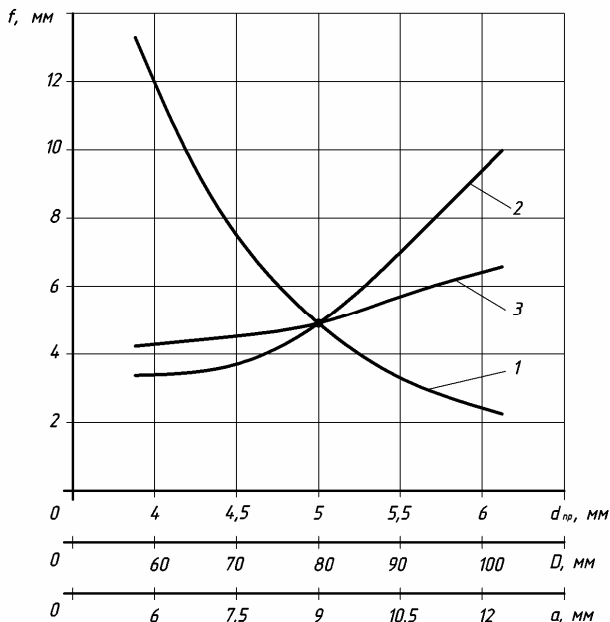


Рис.3. Графічні залежності переміщення вільного кінця кільця f від: 1 – діаметра прутка d ; 2 – діаметра кільця D ; 3 – величини зміщення a

Аналізуючи побудовані графічні залежності можна констатувати, що найбільший вплив на величину f у вказаному діапазоні зміни параметрів має значення діаметра прутка d . Далі за інтенсивністю впливу є діаметр кільця D та величина зміщення вільного кінця кільця a .

Висновки

На основі проведеного аналізу розроблено нову конструкцію секційного робочого органу шайбового конвеєра, який характеризується покращеними властивостями з точки зору ремонтоздатності, а також меншими енерговитратами при транспортуванні сипких та кускових матеріалів.

Проведено теоретичне обґрунтування силових та конструктивних параметрів несучого кільця з метою встановлення впливу його конструктивних параметрів на величину переміщення вільного кінця спірального кільця при монтажі робочої кришки.

Література

- Зенков Р.Л., Ивашков И.И., Колобов Л.Н. Машины непрерывного транспорта.- М.: Машиностроение, 1980.- 367.
2. Пат. №56182 UA, МПК B65G 19/00. Рабочий орган шайбового транспортера/ Гевко Р.Б., Токарчук О.М., Кричківський В.Й. (UA); заявник і патентовласник Тернопільський національний економічний університет (UA).- №u201005721; заявл. 12.05.2010; опубл. 10.01.2011, Бюл.№ 1.
3. Соппротивление материалов: Учебник для вузов / Под общей редакцией Г.С.Писаренко. – Киев: Вища школа, 1979. – 696с.

Аннотация

ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ КОНСТРУКЦИИ РАБОЧЕГО ОРГАНА ШАЙБОВОГО ТРАНСПОРТЕР

Р.Б. Гевко, О.А. Токарчук

В статье представлено усовершенствованную конструкцию рабочего органа шайбового транспортера, а также приведено теоретическое обоснование рациональных параметров его несущих элементов

Abstract

RATIONALE PARAMETERS CONSTRUCTION OF THE SHAYBOVOHO CONVEYOR

R.B. Gevko, O.A. Tokarchuk

The paper presents an improved construction of the shaybovoho conveyor, and also given a theoretical justification of rational parameters of its load-bearing elements