

МАШИНОБУДУВАННЯ

УДК 631.358.42

¹Р.Б. Гевко, д.т.н., професор
²В.М. Любін, к.т.н., доцент
²О.А. Токарчук, к.т.н., доцент
¹Б.В. Погрішук, д.е.н., професор

РОЗРОБКА ТА ДОСЛІДЖЕННЯ ПАРАМЕТРІВ СЕКЦІЙНОГО СКРЕБКОВОГО РОБОЧОГО ОРГАНУ ДЛЯ ТРУБЧАСТОГО ТРАНСПОРТЕРА-ЗМІШУВАЧА

¹Тернопільський національний економічний університет²Вінницький національний аграрний університет

Проведено аналіз відомих конструкцій робочих органів скребкових трубчастих транспортерів. Запропоновано нові конструкції секційних робочих органів з накладними шайбами. Розроблено та виготовлено дослідні зразки секційних блочних робочих органів. Наведено результати теоретичних та експериментальних досліджень з визначення впливу на величину деформації секційного елемента його конструктивних параметрів, а також порівняльні результати теоретичних та експериментальних досліджень.

Ключові слова: трубчастий транспортер-змішувач, скребок, стенд, деформація, секційний елемент, кришка-шайба

Вступ

Скребкові конвеєри знайшли широке застосування в різних галузях промислового виробництва. Конвеєри з круглими та кругоподібними скребковими робочими органами називаються трубчастими. Їх характерною особливістю є розташування в замкнутому направляючому кожусі з просторовим розташуванням тягового органу, як правило, виготовленого у вигляді тросу або ланцюга, на якому з певним кроком жорстко закріплені скребки. Слід відзначити, що найменш ресурсозатратною технологією переміщення сипких вантажів по просторових замкнутих трасах є використання скребкових трубчастих конвеєрів, робочі органи яких виконані на основі окремих секцій, шарнірно з'єднаних між собою.

Також транспортування сипких матеріалів по криволінійних трасах в замкнутих еластичних кожухах може здійснюватись за допомогою гнучких гвинтових конвеєрів з шарнірними робочими органами, що забезпечує високу мобільність виконання завантажувально-розвантажувальних технологічних процесів. З метою зниження енерговитрат при використанні даних конвеєрів, досить важливим є вибір раціональних енергосилових параметрів при різних режимах транспортування сипких матеріалів.

Аналіз досліджень і публікацій

Транспортування сипких матеріалів по криволінійних трасах має декілька напрямків. Ряд теоретичних і експериментальних досліджень [1 - 5] присвячено визначенню оптимальних параметрів транспортуванню сипких матеріалів по криволінійних трасах в направляючих трубах (як правило металевих) по замкнутому контурі шайбовими робочими органами з тяговим приводом. Однак основним недоліком таких транспортерів є те, що направляючі труби є стаціонарними. Дані транспортери застосовуються, як правило, для роздачі кормових сумішей на фермах та не забезпечують мобільної зміни траєкторії технологічної траси.

Наявність холостої ланки, довжина якої, як правило, є рівною довжині робочої, суттєво збільшує матеріаломісткість таких конвеєрів та призводить до додаткових енерговитрат. При цьому, самі конвеєри мають обмежені функціональні можливості, а саме забезпечують лише транспортування сипкого матеріалу. Також відома ціла гама шнекових транспортерів, як жорстких, так і гнучких, для виконання подібних операцій. Теоретичному та експериментальному дослідженню шнекових транспортерів присвячені праці [6 - 16]. Основним недоліком таких робочих органів є або обмежена мобільність технологічних трас (жорсткі транспортери), або низька крутильна жорсткість (гнучкі безвальні гвинтові спіралі). Гнучкі гвинтові робочі органи з пружною основою, як правило відрізняються значною матеріаломісткістю, що призводить до підвищених енерговитрат при транспортуванні матеріалів та інтенсивному зношенні внутрішньої поверхні направляючого гнучкого кожуха.

Важлива увага при розробці гвинтових робочих органів та їх приводів приділяється захисту їх від перевантажень [9, 14,15]. Однак навіть точне настроювання запобіжних муфт на номінальний крутний момент не завжди може захистити робочі органи гнучких гвинтових конвеєрів внаслідок їх значної податливості, особливо на великих трасах транспортування сипких матеріалів в технологічних магістралях. В останній час значна увага приділяється застосуванню на робочій поверхні гвинтових робочих органів

різного роду еластичних накладок для зменшення пошкоджень сипких матеріалів [11, 16], однак без зменшення матеріаломісткості гнучких гвинтових робочих органів суттєвого ефекту досягнути важко.

В той же час, невирішеною залишається проблема, яка полягає у одночасному транспортуванні та змішуванні компонентів сипких сумішей та обґрунтуванні конструктивних, технологічних та кінематичних параметрів робочих елементів, які б забезпечували високі експлуатаційні та ресурсні показники транспортерів-змішувачів при низькій матеріаломісткості робочого органу, а також швидкого відновлення його робочого стану у випадку виникнення поломок.

Постановка завдання

Метою даного дослідження є розширення функціональних можливостей трубчастих транспортерів, а саме забезпечення одночасного змішування і транспортування сипких кормових сумішей з наступною їх роздачею для кормління птиці і тварин. При цьому, особлива увага при проведенні експериментальних досліджень приділялась якісним показникам процесу змішування, а також мінімізації енергетичних витрат на виконання технологічно процесу.

Основний зміст

Метою даного дослідження є розробка нової конструкції [15; 16] тягово-робочого органу трубчастого транспортера-змішувача зі змінними шайбами, проведення теоретичних та експериментальних досліджень з визначення раціональних конструктивних і кінематичних параметрів, а також режимів роботи, які забезпечать ефективне виконання технологічного процесу транспортування та змішування кормових сумішей.

Конструкція секційного скребкового робочого органу для трубчастого транспортера-змішувача зображена на рис. 1. Він складається з корпусу 1 трубчастої форми, в якому розміщений осьовий прутковий секційний елемент, що містить спіралевидне кільце 2 зі скобою 3 та гаком 7 і кришку-шайбу 4 з центральним отвором 5. За допомогою центрального отвору 5 кришку-шайбу проводять через гак 7, а далі шляхом стискання кільця 2 відбувається його замикання у внутрішній периферійній поверхні кришки-шайби.

Вільний гак 7 першої секції входить в зачеплення з ланкою секції ланцюга 8, а скоба 3 цієї ж секції з іншою секцією ланцюга 8 утворюють ланцюгове з'єднання.

Кришка-шайба виконує функцію кріплення кільцевої поверхні секційного елемента, а також транспортування та просипання компонентів суміші вантажу для їх змішування.

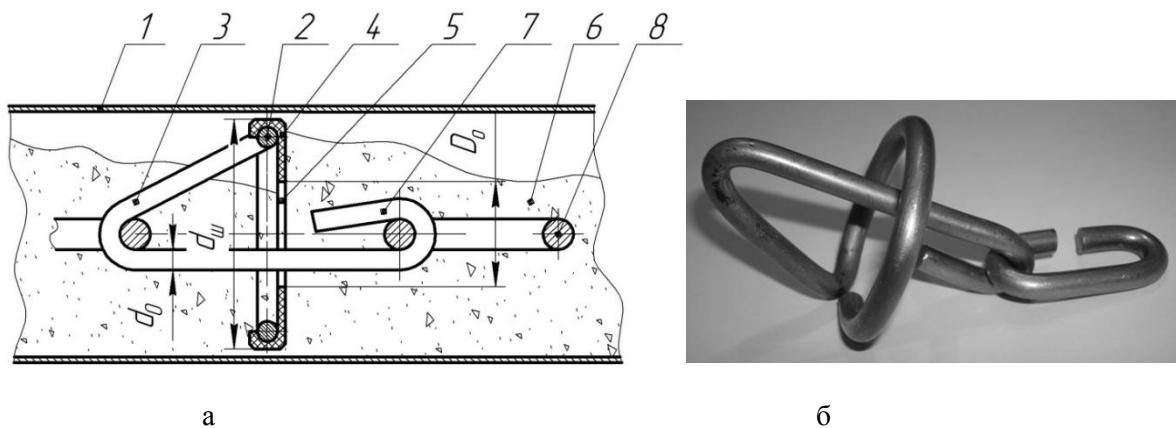


Рис. 1. Конструкція секційного скребкового робочого органу транспортера-змішувача:

а – конструктивна схема, б – загальний вигляд осьового пруткового секційного елемента

Скребковий транспортер-змішувач приводиться в рух зубчастою зірочкою, що здійснює контакт з ланкою ланцюга, яка знаходиться між скребками. Далі компоненти суміші сипкого вантажу б через завантажувальний бункер захоплюються кришками-шайбами та переміщуються по просторовій трасі. На прямолінійних ділянках траси відбувається часткове просипання вантажу через отвори у кришках-шайбах, а на криволінійних та вертикальних ділянках проходить інтенсивне просипання та змішування вантажу за рахунок сил тяжіння.

Для встановлення впливу на величину деформації « f » вільного кінця секції робочого елемента (рис. 2) його діаметру « d », та величини « R » радіусу кільця проведено теоретичні дослідження.

Визначення характеру взаємозв'язку конструктивних і силових параметрів каркасу секції з величиною деформації вільного кінця спіралевидного кільця проведено шляхом визначення напружень і його пружної деформації для фіксації у внутрішній периферійній поверхні кришки-шайби (рис. 2).

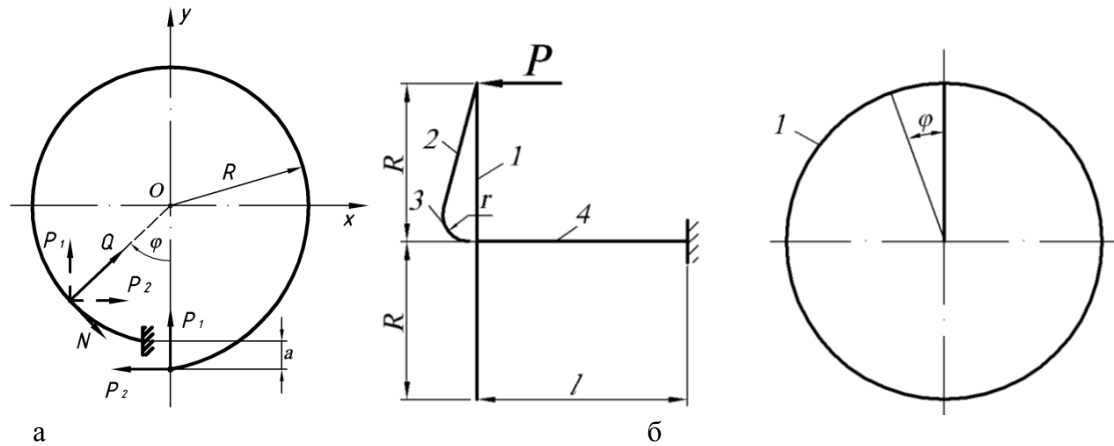


Рис.2. Розрахункові схеми навантаженого кільця в радіальному (а) та осьовому (б) напрямках

На основі проведеного аналізу отримано залежність для визначення величини радіального переміщення вільного кінця спіралевидного кільця від його параметрів:

$$f_p = \frac{1}{EI} \left[\frac{R^3 P_2}{2} - (R+a)^3 \left(\frac{P_2}{2} + P_1 \pi \right) - \frac{3a}{4\pi} \left(\frac{R^2 P_1}{4} - (R+a)^2 \times \right. \right. \\ \left. \left. \times (P_2 \pi + 2P_1 \pi^2 + \frac{P_1}{4}) \right) + \frac{3a^2}{4\pi^2} \left(-\frac{R P_2}{8} - (R+a) \left(P_2 \pi^2 - \frac{P_2}{8} + \frac{4P_1 \pi^3}{3} \right) \right) + \right. \\ \left. + \frac{a^3}{4} (P_2 + P_1 \pi) \right] + \frac{1}{EF} \left[P_1 \pi R + \frac{P_1 a \pi}{2} + \frac{P_2 a}{4} \right] \quad (1)$$

де R – мінімальний радіус основи кільця; P_1, P_2 – вертикальна та горизонтальна сила; a – початкове зміщення вільного кінця спіралевидного кільця.

Залежність для визначення величини осьового зміщення периферії спіралевидного кільця від його параметрів має вигляд:

$$f_o = P \left(\frac{4}{E\pi d^2} \left(\frac{r\pi \left(\frac{\varphi}{2\pi} \right)^2}{4} + l \left(\frac{\varphi}{2\pi} \right)^2 \right) + \frac{32}{E\pi d^4} \left(\frac{R^3 \pi}{4} + \frac{R^3}{3} \left(\frac{\varphi}{2\pi} \right)^2 + \frac{\pi^3}{4} \left(\frac{\varphi}{2\pi} \right)^2 + R^2 l \left(\frac{\varphi}{2\pi} \right)^2 \right) \right), \quad (2)$$

де P – сила навантаження; d – діаметр прутка; r – радіус кривизни нейтрального шару.

За результатами розрахунків побудовані графічні залежності (рис.3) радіального (а) та осьового (б) переміщення вільного кінця спіралевидного кільця f від його конструктивних параметрів.

Аналіз результатів досліджень показує, що зміна діаметра прутка d в межах від 3 до 6 мм при сталих силах навантаження $P_1 = P_2 = 30$ Н призводить до зменшення радіального переміщення f_p вільного кінця кільця від 10,5 до 0,3 мм (тобто в 35 разів). Найбільше падіння абсолютного значення f_p спостерігається при зміні d в межах від 3 до 4 мм (від 10,5 до 3,3 мм). Зростання радіуса кільця R від 30 до 50 мм спричиняє збільшення f_p у 5,17 рази: від 1,2 до 6,2 мм. Зміна величини зусилля навантаження $P_1 = P_2$ від 20 до 50 Н для $d = 4$ мм, $R = 40$ мм і $a = 7$ мм спричиняє зростання величини f_p (центральна точка) у 2,4 рази: від 2,2 до 5,2 мм.

Зміна діаметра прутка d від 4 до 6 мм при сталій силі навантаження $P = 100$ Н призводить до зменшення осьового переміщення f_o периферійної поверхні кільця у 5,5 рази: від 1,05 до 0,19 мм. При цьому зростання радіуса кільця R від 30 до 50 мм спричиняє збільшення значення f_o у 7,4 рази: від 0,17 до 0,87 мм.

Для визначення радіального переміщення вільного сектора кільця від зусилля прикладеного навантаження розроблено експериментальну установку (рис. 4), яка містить основу з боковими Г-подібними стійками 1,

на яких закріплено втулки 2 з натяжними гвинтами 3, на кінцях яких закріплено скребок 4. До основи кріпиться скобоподібна стійка 8 з направляючою втулкою 9. На штативі, закріплена індикаторна головка 5, щуп якої взаємодіє зі штоком 7. Навантаження на шток, і відповідно, на кільцеву поверхню скребка здійснюється за допомогою вантажів 6.

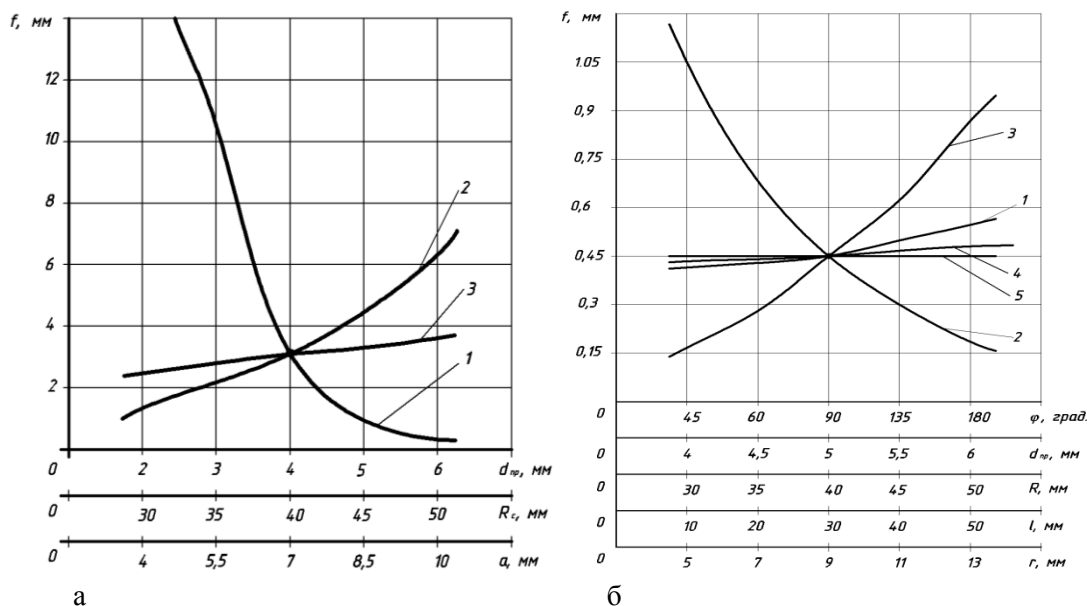


Рис.3. Графічні залежності радіального (а) та осьового (б) переміщення вільного кінця спіралевидного кільця f від: діаметра прутка $d_{пр}$; середнього значення радіуса кільця R ; величини радіального зміщення вільного кінця спіралевидного кільця a ; кута φ прикладання сили; довжини горизонтальної ділянки секції l ; радіуса заокруглення прутка r .

Напружений стан скребка та його колове розташування забезпечували відповідним натягуванням і провертанням пари гвинтів. Переміщення штока та радіальну деформацію кільцевої частини скребка фіксували індикаторною головкою.

Експериментальна установка для визначення кутового зміщення кільцевого сектора залежно від осьового зусилля прикладеного навантаження (рис. 5) містить основу 8, на якій по боках встановлено стійку 5 та стійку з роликом 10. На стійці 5 закріплено втулку 6, в якій за допомогою болта 3 та натяжного гвинта 7 зафіксовано секцію скребкового робочого органу 2. З лівої сторони кільцева частина секції контактує зі щупом індикаторної головки 1, а з правої - натягується за допомогою тросу 9, зусилля натягу якого здійснювали мірними вантажами 12 та фіксували динамометром 11.

Наведено результати експериментальних досліджень скребкового транспортера-змішувача на основі реалізації класичних (однофакторних) і багатфакторних експериментів.

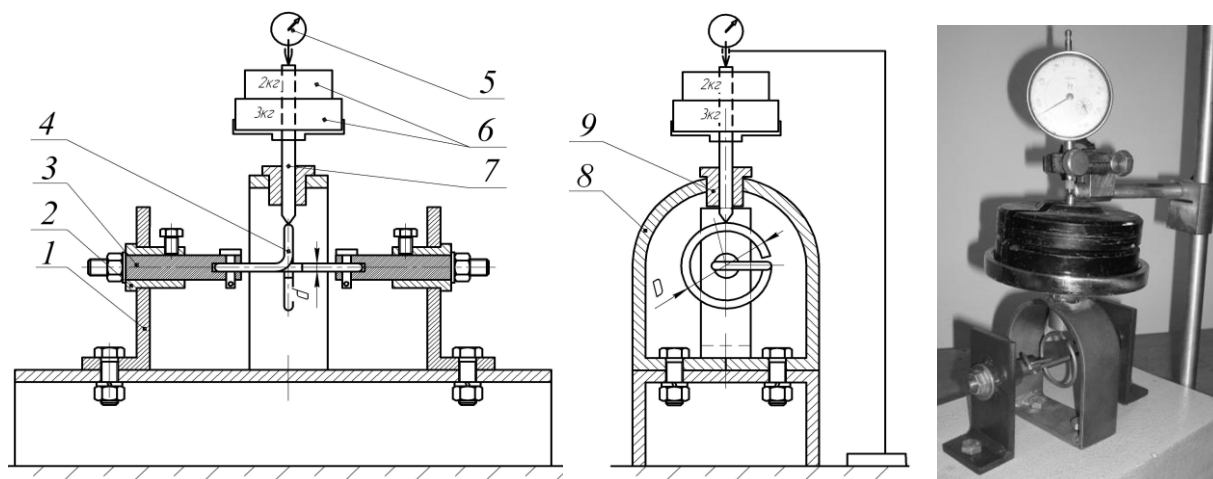


Рис. 4. Експериментальна установка для визначення радіального переміщення вільного сектора кільця

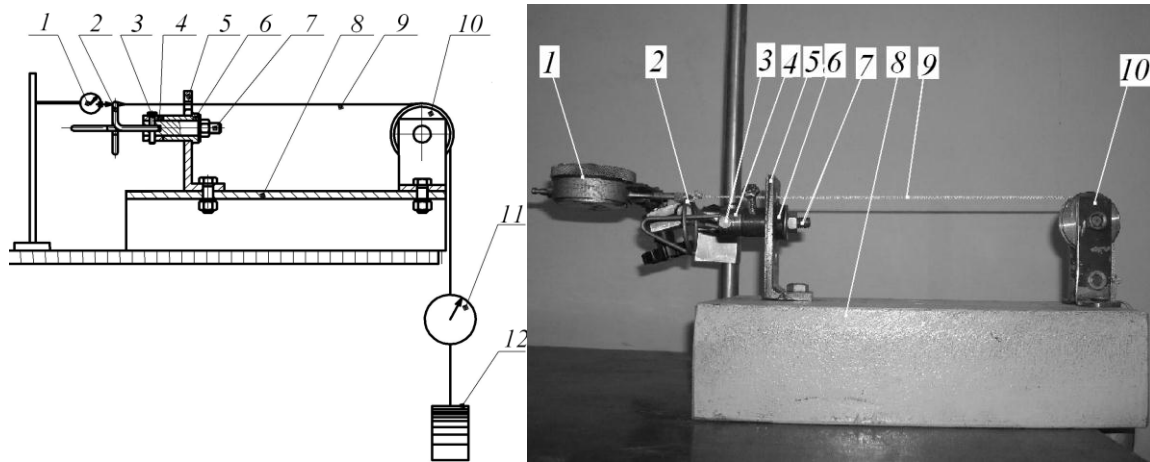


Рис. 5. Експериментальна установка для визначення осевого зміщення вільного сектора кільця

За результатами однофакторних експериментів (внутрішній діаметр направляючих труб 50 і 65 мм, що відповідало діаметру кільцевої частини скребків 42 і 56 мм) встановлено, що радіальне переміщення f_p (рис. 6а) та кутове зміщення γ (рис. 6б) жорстких скребків, виготовлених з прутків діаметром $d_{np} = 2$ і 3 мм і радіусом розташування кільцевої частини $R = 28$ мм збільшується пропорційно збільшенню їх навантаження P .

Для прутків діаметром $d_{np} = 4$ і 5 мм абсолютні значення f_p є в середньому на порядок меншими – наприклад при значенні $P = 30$ Н і $d_{np} = 2$ мм радіальне переміщення $f_p = 17$ мм, а для прутка $d_{np} = 4$ мм – $f_p = 1$ мм.

Збільшення діаметра розташування кільцевої частини скребка від 42 до 56 мм призводить до збільшення абсолютної величини кутового зміщення γ в 1,63...1,66 рази.

Середнє значення розбіжності між результатами теоретичних (суцільна лінія), визначених за формулами (1 і 2) та експериментальних (штрихова лінія) досліджень радіального переміщення f_p та кутового зміщення γ відповідно становить 15...20 % та 15...25 %.

Проведені експериментальні дослідження з визначення зусиль на переміщення сипких матеріалів, а саме пшениці, кукурудзи та комбікормів з відповідною об'ємною масою: $\gamma_n = 720 \text{ кг/м}^3$; $\gamma_{кук} = 800 \text{ кг/м}^3$; $\gamma_{ком} = 500 \text{ кг/м}^3$ та вологістю близько $W = 15\%$.

Встановлено, що найбільш стрімко зусилля P_o на різних ділянках трас зростає при транспортуванні зерна кукурудзи, а на криволінійній ділянці максимальний вплив на зусилля P_o має коефіцієнт тертя в парі скребок-направляюча труба. При транспортуванні зерна кукурудзи при коефіцієнті завантаження $\psi = 0,8$ для металевих скребків зусилля P_o в 12,4 разів є більше ніж на прямолінійній ділянці і в 6,8 разів є більше ніж на криволінійній ділянці.

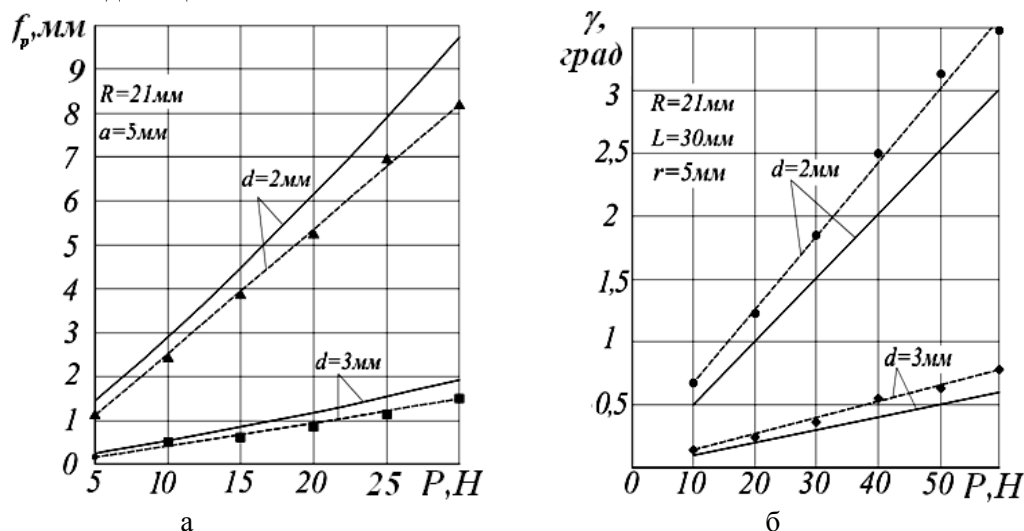


Рис. 6. Залежність радіального переміщення f_p (а) та кутового зміщення γ (б) вільного кінця кільцевої частини скребка від навантаження P

Висновки

Розроблено блочну конструкцію робочого органу скребкового трубчастого транспортера-змішувача. Розроблено методику для визначення величини переміщень вільного сектора кільця секції робочого органу у радіальному, а також кутовому зміщенні замкнутого кільця секції в осьовому напрямку.

Спроектовано та виготовлено експериментальні установки для проведення відповідних досліджень. Встановлено, що домінуючими факторами, які впливають на радіальну та осьову жорсткість спіралевидного кільця скребка є діаметр прутка d_{np} та радіус кільця скребка R . Зміна d_{np} від 3 до 6 мм призводить до зменшення величини радіальної f_p та осьової f_o деформації периферії скребка, відповідно, від 10,5 до 0,3 мм (у 35 разів) і від 1,05 до 0,19 мм (у 5,5 рази), а збільшення R від 30 до 50 мм спричиняє збільшення величини f_p і f_o , відповідно у 2,4...5,2 та 5,5...7,4 рази залежно від зміни сили навантаження скребка P .

За результатами однофакторних експериментів встановлено, що радіальне переміщення f_p та кутове зміщення γ жорстких скребоків, виготовлених з прутків діаметром $d_{np} = 2$ і 3 мм і радіусом розташування кільцевої частини $R = 28$ мм збільшується пропорційно збільшенню їх навантаження P , а для прутків діаметром $d_{np} = 4$ і 5 мм абсолютні значення f_p є на порядок меншими. Збільшення діаметра розташування кільцевої частини скребка від 42 до 56 мм призводить до збільшення абсолютної величини кутового зміщення γ в 1,63...1,66 рази. Розбіжність між результатами теоретичних і експериментальних досліджень радіального переміщення f_p та кутового зміщення γ , відповідно становить 15...20 (%) та 15...25 (%).

Література

1. Гевко Р.Б., Токарчук О.А. Обґрунтування параметрів конструкції робочого органу шайбового транспортера // Вісник Харківського технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. Випуск 114. "Проблеми надійності машин та засобів механізації сільськогосподарського виробництва".- Харків.- 2011.- С.241-246.
2. Гевко Р.Б., Токарчук О.А. Теоретичне обґрунтування параметрів переміщення сипкого матеріалу робочим органом скребкового транспортера-змішувача по криволінійній трасі // Вісник інженерної академії України. Київ.-2013.- № 1, С.119-125.
3. Токарчук О. А. Розроблення та дослідження нових робочих елементів трубчастих конвеєрів / О. А. Токарчук // Полт.НТУ : зб. наук. праць. Серія: Галузеве машинобудування, будівництво. – 2012. – Вип. 2 (32), т. 1. – С. 214–220.
4. Гевко Р.Б., Токарчук О.А. Теоретическое исследование движения сыпучего материала с возможностью частичного перемешивания на вертикальном участке трубчатого конвейера. MOTROL commission of motorization and energetics in agriculture (an international journal on operation of farm agri – food industry machinery) Polish Academy of Sciences University of Engineering and Economics in Rzeszov. Lublin – Rzeszov, 2013, vol.15, № 15, № 4. p. 270-277.
5. Гевко Р.Б., Токарчук О.А., Еленіч А.П. Розробка нових конструкцій робочих органів трубчастого скребкового транспортера-змішувача та результати їх експериментальних досліджень // Вісник інженерної академії України. Київ.- 2013.- № 3-4.- С.291-296.
6. Гевко Р.Б., Вітровий А.О., Гевко М.Р., Клендій М.Б. Вдосконалення конструкції та обґрунтування параметрів секційного шарнірного робочого органу гнучкого гвинтового конвеєра // Вісник інженерної академії України.- Київ.- 2009.-№1.- С.212-216.
7. Підвищення технічного рівня гнучких гвинтових конвеєрів: монографія/ Гевко Р.Б., Вітровий А.О., Пік А.І. Монографія.- Тернопіль: Астон, 2012.-204 с.
8. Рогатинський Р.М. Механіко-технологічні основи взаємодії шнекових робочих органів з сировиною сільськогосподарського виробництва. Дис...докт. Техн.. наук: 05.20.04.- Київ.- 1997.- 425.
9. Nevko R.B., Klendiy O.M. (2014) – The investigation of the process of a screw the conveyer safety device actuation, INMATEH: Agricultural engineering, vol. 42, no. 1/2014, pg. 55-60, Bucharest, Romania.
10. Nevko R.B., Dzyura V.O., Romanovsky R.M.(2015) – Mathematical model of the pneumatic-screw conveyor mechanism operation, INMATEH: Agricultural engineering, vol. 44, no. 3/2014, pg. 103-110, Bucharest, Romania.
11. Nevko R.B., Zalutskyi S.Z., Tkachenko I.G., Klendiy O.M. (2015) – Development and investigation of reciprocating screw with flexible helical surface, INMATEH: Agricultural engineering, vol.46, no.2/2015, pg.133-138, Bucharest, Romania.
12. Nevko R.B., Klendiy M.B., Klendiy O.M. (2016) – Investigation of a transfer branch of a flexible screw conveyor, INMATEH: Agricultural engineering, vol.48, no.1, pg.29-34, Bucharest, Romania.