



# Механізація, електрифікація

УДК 631.358.42

© 2024

## МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ЗАПОБІЖНОЇ МУФТИ У ПРИВОДІ ШНЕКОВОГО ТРАНСПОРТЕРА ДЛЯ СИПКОЇ СИРОВИНИ

В.М. Булгаков<sup>1</sup>, В.В. Адамчук<sup>2</sup>, О.М. Троханяк<sup>3</sup>

<sup>1, 2</sup> доктори технічних наук, професори, академіки НААН

<sup>3</sup> кандидат технічних наук, доцент

<sup>1, 3</sup> Національний університет біоресурсів і природокористування України  
вул. Героїв Оборони, 15, м. Київ, 03041, Україна

<sup>2</sup> Інститут механіки та автоматики агропромислового виробництва НААН  
вул. Вокзальна, 11, смт Глеваха Фастівського р-ну Київської обл., 08631, Україна  
e-mail: <sup>1</sup>vbulgakov@meta.ua, <sup>2</sup>vadamchuk@gmail.com, <sup>3</sup>klendii\_o@ukr.net

ORCID: <sup>1</sup>0000-0003-3445-3721, <sup>2</sup>0000-0003-0358-7946, <sup>3</sup>0000-0002-4671-5824

Надійшла 04.02.2024

**Мета.** Підвищити експлуатаційні характеристики шнекового транспортера у разі перевантаження його робочого органа, обґрунтувавши раціональні параметри запобіжної муфти. **Методи.** Теоретичні дослідження проводили з використанням методів теоретичної механіки та вищої математики. Числові розрахунки отриманих аналітичних залежностей та їх графічну інтерпретацію виконано на ПК із використанням програмного середовища Delphi. **Результати.** Для збільшення осьового переміщення веденої півмуфти із заклиненням робочим органом за умови зниження динамічних навантажень під час виникнення перевантаження розроблено конструкцію нової запобіжної муфти. Щоб визначити раціональні параметри запобіжної муфти шнекового транспортера, розглядали вплив динамічних навантажень процесу її спрацювання за перевантаження робочого органа гвинтового конвеєра. Виведено залежності для визначення моменту взаємодії півмуфт  $T_m$ . Для числового розв'язання математичної моделі створено програму на мові Паскаль у середовищі візуального програмування Delphi, яка дає можливість побудувати графічні залежності та дослідити вплив різноманітних параметрів системи на динамічні навантаження у привідних ланках шнекового транспортера. Отримана математична модель дає змогу визначити вплив основних параметрів на динаміку спрацювання запобіжної муфти шнекового транспортера за перевантаження робочого органа. **Висновки.** На основі динамічної моделі шнекового транспортера із запобіжною муфтою складено диференціальні рівняння руху елементів системи. За результатами теоретичних досліджень побудовано графічні

залежності зміни величини обертального моменту у разі провертання півмуфт запобіжної муфти, що дає можливість визначити вплив різноманітних параметрів системи на динамічні навантаження у привідних ланках шнекового транспортера. Аналіз графіків показав, що зростання частоти обертання  $n$  призводить до збільшення обертальних моментів системи. Так, за зростання частоти обертання від  $50 \text{ об} \cdot \text{хв}^{-1}$  до  $200 \text{ об} \cdot \text{хв}^{-1}$  обертальний момент  $T_n$  збільшується на  $64,8\%$ ,  $T_r$  — на  $65,2\%$ , а  $T_m$  — на  $63,8\%$ . Також установлено, що збільшення маси рухомих ланок  $t$  призводить до зростання навантажень на привід. У разі збільшення маси від  $10 \text{ кг}$  до  $20 \text{ кг}$  обертальний момент  $T_n$  зростає на  $15,8\%$ ,  $T_r$  — на  $12,5\%$ , а  $T_m$  — на  $17,3\%$ . Динамічний аналіз процесу спрацювання запобіжної муфти шнекового транспортера свідчить про те, що збільшення частоти обертання робочого органа викликає зростання обертальних моментів системи.

**Ключові слова:** запобіжна муфта, півмуфта, канавка, раціональні параметри, динамічне навантаження.

DOI: <https://doi.org/10.31073/agrovisnyk202402-09>

**Постановка проблеми.** Технологічні процеси виробництва сільськогосподарської продукції передбачають виконання великої кількості трудомістких завантажувально-розвантажувальних та транспортних операцій. Найчастіше здійснюють перевантаження та транспортування зернових культур, насінневих матеріалів, гранульованих мінеральних добрив тощо. Шнекові гвинтові конвеєри як окремий технічний елемент транспортних механізмів знайшли широке застосування в компоновальних схемах машин для перенавантаження або переміщення сипких та кускових матеріалів завдяки своїй простій конструкції, нескладному технічному обслуговуванню та можливості завантаження й розвантаження матеріалу в будь-якому місці технологічної лінії [1–3]. Однак транспортування таких матеріалів через наявність зазору між поверхнею обертання шнека та внутрішньою поверхнею направляючої труби може супроводжуватися заклинюванням гвинтового робочого органа. Для відновлення працездатності конвеєра необхідно відвести в осьовому напрямку заклинене ребро шнека, щоб запобігти контакту з матеріалом, і в подальшому елементи приводу після зняття перевантаження мають забезпечувати початкове положення гвинтового робочого органа для транспортування

матеріалу в зону вивантаження [4–6]. Цього можна досягти за рахунок осьового відведення заклиненого гвинтового робочого органа за допомогою кулькових запобіжних муфт з профільним виконанням лунок як при виході із зачеплення, так і при їх входженні [7–9].

Для надійної роботи гвинтових конвеєрів, як жорстких [10], так і гнучких [11], розроблені специфічні конструкції запобіжних муфт для осьового відведення заклиненого шнека та методика проведення експериментальних досліджень [12]. Значна увага приділяється визначенню динамічних навантажень різних типів приводів із запобіжними муфтами, а також їх силових розрахунків [13–15]. Тому актуальним є завдання розроблення нових конструкцій запобіжних муфт гвинтових конвеєрів для осьового відведення робочого органа у разі виникнення перевантаження та для забезпечення можливості відновлення його початкового положення.

**Мета досліджень** — за рахунок обґрунтування раціональних параметрів запобіжної муфти знайти спосіб підвищення експлуатаційних характеристик шнекового транспортера у разі перевантаження його робочого органа.

**Матеріали та методи досліджень.** Теоретичні дослідження проводили з викорис-

танням методів теоретичної механіки та вищої математики. Розрахунки отриманих аналітичних залежностей та їх графічну інтерпретацію виконано на ПК із використанням програмного середовища Delphi.

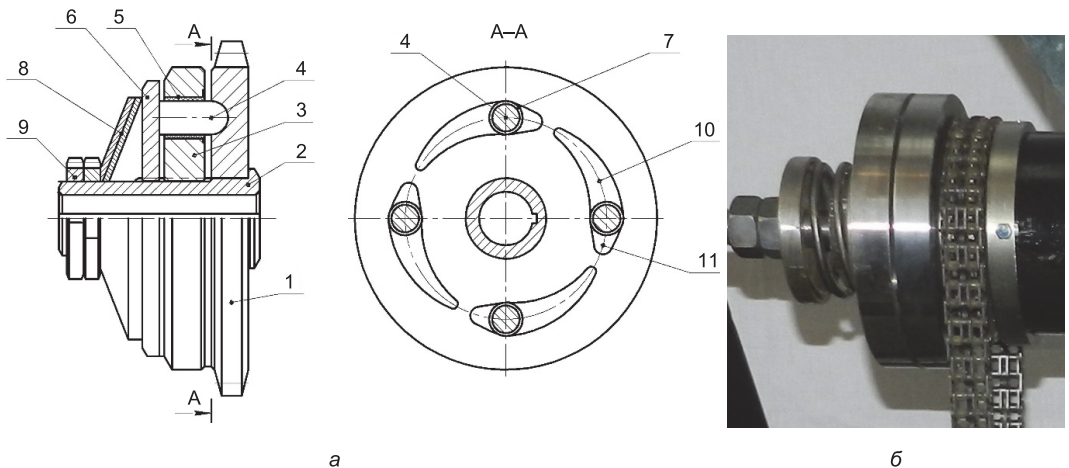
**Результати досліджень.** Розроблено запобіжну муфту з розділеними в часі режимами буксування та осьового зміщення шнека для відновлення робочого стану шнекового транспортера (рис. 1). Під час передачі крутного моменту циліндричні пальці 4, які з робочої сторони мають сферичну форму і розташовані в наскрізних осьових отворах в антифрикційних втулках 5 веденої півмуфти 3, перебувають в зачепленні з лунками 7 ведучої півмуфти 1, що забезпечує обертання запобіжної муфти та гвинтового робочого органа. По колу розміщення пальців 4 та лунок 7 з обох боків лунок на торцевій поверхні ведучої півмуфти 1 виконані колові робочі 10 та зворотні 11 канавки, причому кут нахилу робочої канавки є значно меншим за кут нахилу зворотної канавки. У разі виникнення перевантаження ведена півмуфта 3 зупиняється, а ведуча півмуфта 1 продовжує обертатись, що призводить до виходу циліндричних пальців 4 із зачеплення з лунками 7. Водночас циліндричні пальці 4 здійснюють рух по колових зворотних канавках 10 і внаслідок обертання ведучої півмуфти 1 заходять

у попереднє положення, тобто займають належне їм місце. У цей самий час циліндричні пальці 4 здійснюють рух по колових зворотних канавках 11.

Визначаючи раціональні параметри запобіжної муфти шнекового транспортера, необхідно враховувати дію динамічних навантажень, абсолютні значення яких відрізнятимуться від статичних. Для цього було розглянуто динамічну модель шнекового транспортера із запобіжною муфтою (рис. 2). Вона описана системою диференціальних рівнянь руху:

$$\left. \begin{aligned} J_1 \ddot{\varphi}_1 &= T_d - c_1 (\varphi_1 - \varphi_2); \\ J_{21} \ddot{\varphi}_2 &= c_1 (\varphi_1 - \varphi_2) - T_m; \\ J_{22} \ddot{\varphi}_3 &= T_m - c_2 (\varphi_3 - \varphi_4); \\ J_3 \ddot{\varphi}_4 &= c_2 (\varphi_3 - \varphi_4) - T_r, \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

де  $c_1$  — приведена крутна жорсткість елементів приводу між двигуном і ведучою півмуфтою;  $c_2$  — приведена крутна жорсткість елементів приводу між ведучою півмуфтою і валом робочого органа;  $\varphi_1$  — кут закручування вала двигуна;  $\varphi_2$  — кут закручування ведучої півмуфти;  $\varphi_3$  — кут закручування веденої півмуфти;  $\varphi_4$  — кут закручування вала робочого органа;  $J_1$  — зведений момент інерції приводу;  $J_{21}$  — зведений момент інерції ведучої півмуфти;  $J_{22}$  — зведений момент



**Рис. 1.** Конструктивна схема (а) та загальний вигляд запобіжної муфти: 1 — ведуча півмуфта; 2 — маточина; 3 — ведена півмуфта; 4 — циліндричні пальці; 5 — антифрикційні втулки; 6 — натискний диск; 7 — лунки; 8 — пружина; 9 — гайка; 10 — колові робочі канавки; 11 — колові зворотні канавки

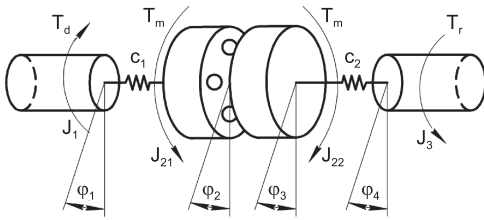


Рис. 2. Динамічна модель шнекового транспортера із запобіжною муфтою

інерції веденої півмуфти;  $J_3$  — зведений момент інерції вала робочого органа;  $T_d$  — обертальний момент приводу;  $T_m$  — обертальний момент взаємодії півмуфт;  $T_r$  — момент опору на валу гвинтового робочого органа.

Обертальний момент приводу  $T_d$  може бути записаний у формі як постійного моменту:

$$T_d = T_{d0}, \quad (2)$$

так і лінійної характеристики електроприводу у вигляді:

$$T_d = T_{d0} \left( 1 - \frac{\dot{\phi}_1}{\omega_0} \right), \quad (3)$$

де  $\omega_0$  — кутова швидкість обертання всіх мас у початковий момент часу.

Момент опору, прикладений до вихідної ланки — гвинтового робочого органа,  $T_r$  можна подати у вигляді постійного моменту:

$$T_r = T_{r0}, \quad (4)$$

або лінійно зростаючого моменту у вигляді:

$$T_r = T_{r0} + T_{r1} \frac{t}{\tau}, \quad (5)$$

до часу  $\tau$ , коли виникне повна зупинка шнека (його заклинювання).

На величину обертального моменту взаємодії півмуфт  $T_m$  впливають такі параметри, як геометричні розміри півмуфти та профілі лунки і канавки, жорсткість та початковий натяг притискної пружини, маса рухомої, в осьовому напрямку, веденої півмуфти разом із робочим органом та частиною вантажу. Впливом сил тертя можна знехтувати, оскільки за якісного змащування він достатньо малий.

Тому момент  $T_m$  дорівнюватиме сумі двох складових — статичної, яка залежить від величини деформації пружини, та інерційної, що визначається осьовим прискоренням півмуфти.

Статичну складову осьової сили у разі взаємного зміщення півмуфт можна розрахувати, скориставшись виразом:

$$F_s = c(\delta_0 + \lambda), \quad (6)$$

де  $\delta_0$  — попередній натяг пружини;  $\lambda$  — поточна деформація пружини, що дорівнює величині виходу циліндричного пальця з лунки;  $c$  — жорсткість пружини.

Динамічну складову осьової сили визначимо як силу інерції за осьового переміщення веденої півмуфти разом із робочим органом та частиною вантажу:

$$F_d = m\ddot{\lambda}, \quad (7)$$

де  $m$  — маса ведених ланок.

Для визначення геометричних співвідношень при виході циліндричного пальця з лунки побудовано спеціальну розрахункову схему (рис. 3).

Тангенціальне зміщення циліндричного пальця дорівнюватиме:

$$\Delta = R(\phi_2 - \phi_3),$$

де  $R$  — радіус розташування циліндричних пальців.

При цьому палець піднімається на висоту  $\lambda$ , що визначається із такої залежності:

$$h - \lambda = r(1 - \cos \theta), \quad (8)$$

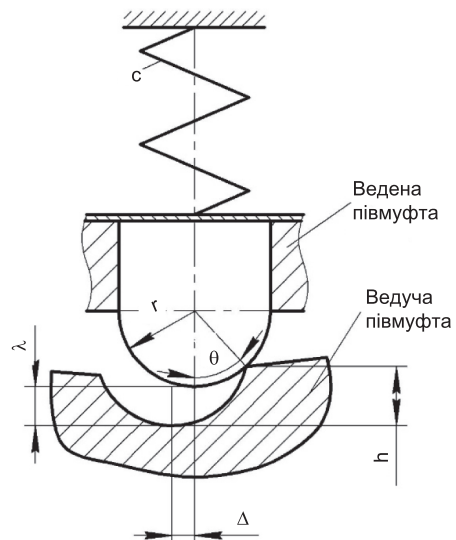


Рис. 3. Розрахункова схема для визначення геометричних співвідношень при виході циліндричного пальця з лунки

де  $r$  — радіус заокруглення циліндричного пальця;  $\theta$  — поточний кут тиску циліндричного пальця на край лунки.

Після належних підстановок і перетворень отримуємо вираз:

$$\lambda = r(\cos \theta - \cos \theta_0), \quad (9)$$

де  $\theta_0$  — початкове значення кута тиску циліндричного пальця на край лунки, коли палець повністю перебуває в лунці.

Тангенціальне зміщення циліндричного пальця  $\Delta$  визначаємо через кути тиску:

$$\Delta = r(\sin \theta_0 - \sin \theta),$$

або:

$$R(\varphi_2 - \varphi_3) = r(\sin \theta_0 - \sin \theta). \quad (10)$$

Із рівнянь (9), (10) отримуємо:

$$\lambda = h - r + \sqrt{r^2 - [r \sin \theta_0 - R(\varphi_2 - \varphi_3)]^2}. \quad (11)$$

Поточний кут тиску пальця можна визначити із (9) і (10), скориставшись виразом (11), через тангенс кута  $\theta$ :

$$\begin{aligned} \tan \theta &= \frac{r \sin \theta_0 - R(\varphi_2 - \varphi_3)}{\lambda + r - h} = \\ &= \frac{r \sin \theta_0 - R(\varphi_2 - \varphi_3)}{\sqrt{r^2 - [r \sin \theta_0 - R(\varphi_2 - \varphi_3)]^2}}. \end{aligned} \quad (12)$$

З виразу (11) момент взаємодії півмуфт неважко визначити за рівнянням:

$$\begin{aligned} T_m &= R \tan \theta (F_s + F_d) = \\ &= R [c(\lambda_0 + \lambda) + m_4 \ddot{\lambda}] \times \\ &\times \frac{r \sin \theta_0 - R(\varphi_2 - \varphi_3)}{\sqrt{r^2 - [r \sin \theta_0 - R(\varphi_2 - \varphi_3)]^2}}. \end{aligned} \quad (13)$$

Продиференціювавши (11) по часу, визначимо похідні  $\dot{\lambda}$  і  $\ddot{\lambda}$ :

$$\begin{aligned} \dot{\lambda} &= \frac{\sqrt{r^2 - k} \cdot R(\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_3)}{\sqrt{k}}; \\ \ddot{\lambda} &= \frac{\sqrt{r^2 - k} \cdot R(\ddot{\varphi}_2 - \ddot{\varphi}_3)}{\sqrt{k}} - \\ &- \frac{(R)^2 (\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_3)^2}{\sqrt{k}} - \\ &- \frac{(r^2 - k) \cdot (R)^2 (\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_3)^2}{\sqrt{k^3}}, \end{aligned} \quad (14)$$

$$\text{де } k = r^2 - [r \sin \theta_0 - R(\varphi_2 - \varphi_3)]^2.$$

Звідси  $r \sin \theta_0 - R(\varphi_2 - \varphi_3) = \sqrt{r^2 - k}$ .

Підставивши рівняння (11) і (14) у вираз для моменту взаємодії півмуфт (13), отримаємо:

$$\begin{aligned} T_m &= \left\{ R \left[ c (\delta_0 + h - r + \sqrt{k}) \right] + \right. \\ &+ mR \left\{ \frac{\sqrt{r^2 - k} \cdot R(\ddot{\varphi}_2 - \ddot{\varphi}_3)}{\sqrt{k}} - \right. \\ &- \frac{(R)^2 (\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_3)^2}{\sqrt{k}} - \\ &- \left. \left. \frac{(r^2 - k) \cdot (R)^2 (\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_3)^2}{\sqrt{k^3}} \right\} \right\} \times \\ &\times \sqrt{\frac{r^2 - k}{k}}. \end{aligned} \quad (15)$$

Як видно з останнього виразу, залежність моменту визначається конструктивними, масовими та пружними характеристиками муфти, а також різницею кутів взаємного повороту півмуфт і їх похідних.

Далі слід розглянути початкові умови для руху системи. Найбільші динамічні навантаження виникатимуть у випадку різкого заклинювання системи, що пов'язано з ударним механізмом роботи приводу. У разі м'якого заклинювання процес проходить повільніше, а отже, виникають менші динамічні навантаження. У найгіршому випадку, тобто за різкого заклинювання, система перетворюється на двомасову, тому що обертова маса  $J_3$  зупиняється внаслідок заклинювання, кут  $\varphi_4 = 0$ .

Деформація пружних ланок у початковий момент часу визначається обертальним моментом опору  $T_r$ , що передував часу в момент заклинювання:

$$\begin{aligned} c_1 (\varphi_{10} - \varphi_{20}) &= T_r; \\ c_1 (\varphi_{30} - \varphi_{40}) &= T_r; \\ \varphi_{20} &= \varphi_{30}; \\ \varphi_{40} &= 0. \end{aligned} \quad (16)$$

Третє рівняння показує, що муфта обертається як єдине ціле.

Тут індексом 0 позначено початкове значення, коли циліндричний палець повністю перебуває у лунці. Швидкості обертання всіх мас у початковий момент часу були однакові і рівні  $\omega_0$ . Тобто:

$$\begin{aligned}\dot{\varphi}_{10} &= \omega_0; \\ \dot{\varphi}_{20} &= \omega_0; \\ \dot{\varphi}_{30} &= \omega_0; \\ \dot{\varphi}_{40} &= 0.\end{aligned}\quad (17)$$

Отже, рівняння (1) і (15) разом із характеристиками приводу (2) чи (3) та опору (4) чи (5), початковими умовами (16) і (17) становлять математичну модель руху системи запобіжної муфти шнекового транспортера. Система є занадто складною для аналітичного розв'язання, тому було застосовано методи числового інтегрування диференціальних рівнянь, що базуються на відомій методиці Рунге — Кутти.

Щоб привести систему диференціальних рівнянь другого порядку до системи диференціальних рівнянь першого порядку, виконуємо заміну змінних:

$$\begin{aligned}u &= \dot{\varphi}_1; \\ v &= \dot{\varphi}_2; \\ w &= \dot{\varphi}_3.\end{aligned}\quad (18)$$

Після диференціювання системи (18) отримуємо:

$$\begin{aligned}\dot{u} &= \ddot{\varphi}_1; \\ \dot{v} &= \ddot{\varphi}_2; \\ \dot{w} &= \ddot{\varphi}_3.\end{aligned}\quad (19)$$

Вираз для моменту взаємодії півмуфт  $T_m$  містить значення других похідних кутів, що ускладнює застосування числового методу. Після підстановок та відповідних перетворень отримуємо остаточну формулу для визначення моменту взаємодії півмуфт  $T_m$ :

$$\begin{aligned}T_m &= \frac{mR^2(r^2 - k) \left[ \frac{c_1(\varphi_2 - \varphi_3)}{J_{21}} + \frac{c_2(\varphi_2 - \varphi_3)}{J_{22}} \right]}{k + mR^2(r^2 - k) \frac{J_{21} + J_{22}}{J_{21}J_{22}}} + \\ &+ \frac{mR^3(\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_3)^2 \sqrt{r^2 - k}}{k + mR^2(r^2 - k) \frac{J_{21} + J_{22}}{J_{21}J_{22}}} + \\ &+ \frac{mR^3(\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_3) \sqrt{(r^2 - k)^3}}{k \left[ k + mR^2(r^2 - k) \frac{J_{21} + J_{22}}{J_{21}J_{22}} \right]} + \\ &+ \frac{cR(\lambda_0 + h - r + \sqrt{k}) \sqrt{k^3(r^2 - k)}}{k \left[ k + mR^2(r^2 - k) \frac{J_{21} + J_{22}}{J_{21}J_{22}} \right]}.\end{aligned}\quad (20)$$

Використовуючи наведені вище підстановки і заміни, отримаємо кінцеву систему диференціальних рівнянь першого порядку:

$$\begin{aligned}\dot{u} &= \frac{T_d - c_1(\varphi_1 - \varphi_2)}{J_1}; \\ \dot{v} &= \frac{c_1(\varphi_1 - \varphi_2) - T_m}{J_{21}}; \\ \dot{w} &= \frac{T_m - c_2(\varphi_3 - \varphi_4)}{J_{22}}; \\ \dot{\varphi}_1 &= u; \\ \dot{\varphi}_2 &= v; \\ \dot{\varphi}_3 &= w.\end{aligned}\quad (21)$$

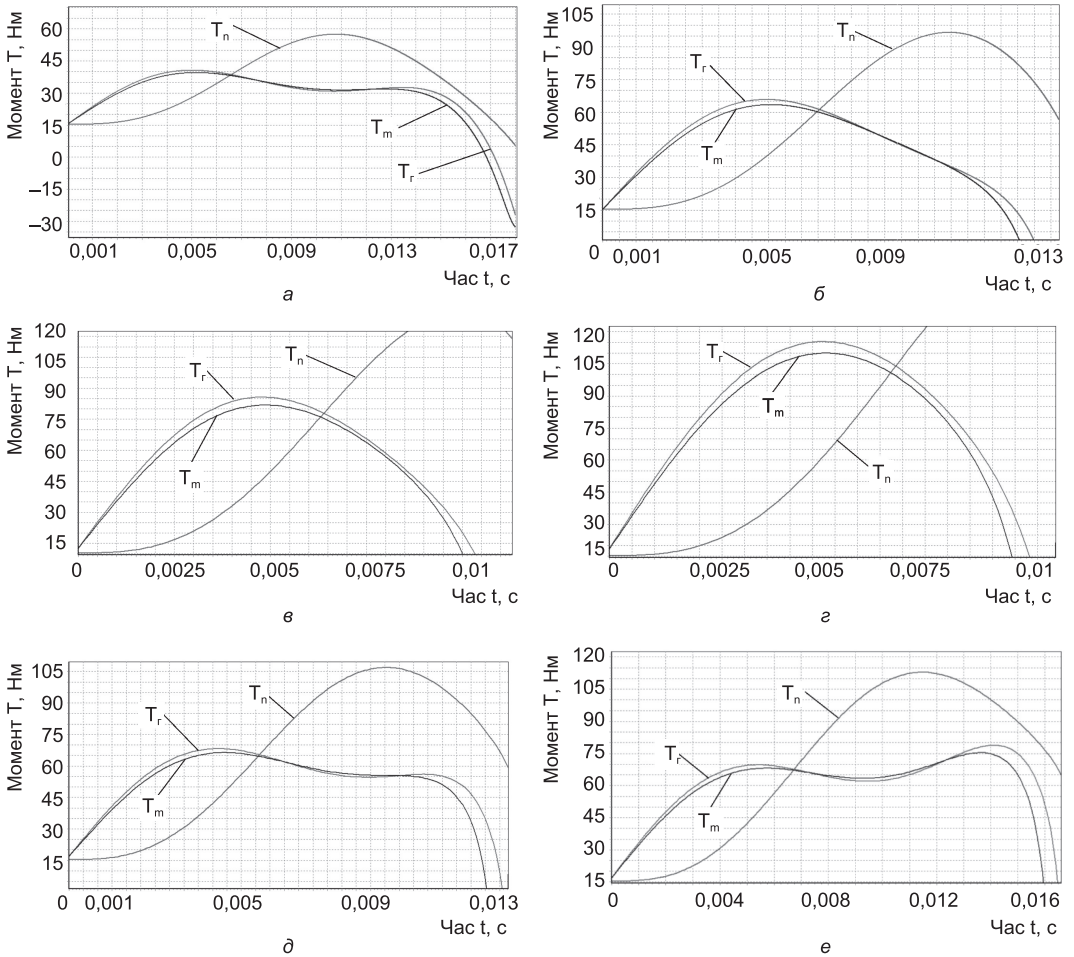
Початкові умови з врахуванням перетворень та замін набудуть вигляду:

$$\begin{aligned}\varphi_{10} &= \frac{T_r}{c_1} + \frac{T_r}{c_2}; \\ \varphi_{20} &= \frac{T_r}{c_2}; \\ \varphi_{30} &= \frac{T_r}{c_2}; \\ u_0 &= \omega_0; \\ v_0 &= \omega_0; \\ w_0 &= \omega_0.\end{aligned}\quad (22)$$

Для реалізації числового розв'язання математичної моделі, що описується рівняннями (20)–(22), створено програму на мові Паскаль у середовищі візуального програмування Delphi, яка дає можливість побудувати графічні залежності та дослідити вплив різноманітних параметрів системи на динамічні навантаження у привідних ланках шнекового транспортера.

Графічні залежності зміни величини обертового моменту внаслідок провертання півмуфт подано на рис. 4.

Обертований момент приводу дорівнює моменту  $T_n = c_1(\varphi_2 - \varphi_1)$ ; момент, який виникає в заклиненій веденій півмуфті і гвинтовому робочому органі, дорівнює моменту  $T_r = c_2\varphi_3$ . Під час проведення досліджень були прийняті такі значення параметрів:  $J_1 = 40 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$ ;  $J_{21} = 0,0157 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$ ;  $J_{22} = 0,00925 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$ ;  $c_1 = c_2 = 1600 \text{ Нм}\cdot\text{рад}^{-1}$ ;  $c = 10\,000 \text{ Н}\cdot\text{м}^{-1}$ ;  $h = 4,6 \text{ мм}$ ;  $r = 12 \text{ мм}$ ;  $R = 60 \text{ мм}$ ;  $\delta_0 = 20 \text{ мм}$ . Водночас частота обертання  $n$  змінювалась у межах



**Рис. 4.** Зміна величини обертального моменту внаслідок повертання півмуфт:

а –  $m = 10$  кг,  $n = 50$  об·хв<sup>-1</sup>; б –  $m = 10$  кг,  $n = 100$  об·хв<sup>-1</sup>;  
в –  $m = 10$  кг,  $n = 150$  об·хв<sup>-1</sup>; г –  $m = 10$  кг,  $n = 200$  об·хв<sup>-1</sup>;  
д –  $m = 15$  кг,  $n = 100$  об·хв<sup>-1</sup>; е –  $m = 20$  кг,  $n = 100$  об·хв<sup>-1</sup>

50 – 200 об·хв<sup>-1</sup>, а маса ведених ланок  $m$  — від 10 до 20 кг.

Динамічний аналіз процесу спрацювання запобіжної муфти шнекового транспортера показав, що збільшення частоти обертання робочого органа призводить до зростання обертальних моментів системи.

Аналіз графіків дав змогу встановити, що зростання частоти обертання  $n$  призводить до збільшення обертальних моментів системи. Так, за зміни частоти обертання від 50 об·хв<sup>-1</sup> до 200 об·хв<sup>-1</sup> обертальний

момент  $T_n$  зростає на 64,8%,  $T_r$  — на 65,2%, а  $T_m$  — на 63,8%. Також встановлено, що збільшення маси рухомих ланок  $m$  призводить до зростання навантажень на привід. У разі збільшення маси від 10 до 20 кг обертальний момент  $T_n$  зростає на 15,8%,  $T_r$  — на 12,5%, а  $T_m$  — на 17,3%.

Отримана математична модель дає змогу визначити вплив основних параметрів на динаміку спрацювання запобіжної муфти шнекового транспортера у разі перевантаження робочого органа. Застосовуючи цю модель, можна підібрати раціональні конструктивні

та кінематичні параметри для розробленої запобіжної муфти шнекового транспортера залежно від моменту її спрацювання.

Далі буде проведено дослідження з визначення контактних напружень в елементах зачеплення під час роботи запобіжної му-

фти. Це дасть можливість підбирати матеріал півмуфт запобіжної муфти шнекового транспортера, який забезпечить умову міцності за контактними напруженнями, рівень яких є визначальним показником, що впливає на інтенсивність зношення поверхонь контакту.

## Висновки

На основі динамічної моделі шнекового транспортера із запобіжною муфтою складено диференціальні рівняння руху елементів системи. За результатами теоретичних досліджень побудовано графічні залежності зміни величини обертового моменту внаслідок провертання півмуфт запобіжної муфти, що дасть можливість визначити вплив різноманітних параметрів системи на динамічні навантаження у приводних ланках шнекового транспортера. Аналіз графіків свідчить про те, що зростання частоти обертання  $n$  призводить до збільшення обертових моментів системи. Так, при

зміні частоти обертання від  $50 \text{ об} \cdot \text{хв}^{-1}$  до  $200 \text{ об} \cdot \text{хв}^{-1}$  обертовий момент  $T_n$  збільшується на 64,8%,  $T_r$  зростає на 65,2%, а  $T_m$  — на 63,8%. Установлено, що збільшення маси рухомих ланок  $m$  викликає зростання навантажень на привід. За збільшення маси від 10 до 20 кг обертовий момент  $T_n$  зростає на 15,8%,  $T_r$  — на 12,5%,  $T_m$  — на 17,3%. За результатами динамічного аналізу процесу спрацювання запобіжної муфти шнекового транспортера встановлено, що збільшення частоти обертання робочого органа призводить до зростання обертових моментів системи.

**Bulgakov V.<sup>1</sup>, Adamchuk V.<sup>2</sup>, Trokhaniak O.<sup>3</sup>**

<sup>1</sup>National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine, 15 Heroiv Oborony Str., Kyiv, 03041, Ukraine; <sup>2</sup>Institute of Mechanics and Automation of Agricultural Production of NAAS, 11 Vokzalna Str., Glevakh village, Fastiv district, Kyiv region, 08631, Ukraine; e-mail: <sup>1</sup>vbulgakov@meta.ua, <sup>2</sup>vvadamchuk@gmail.com, <sup>3</sup>klendii\_o@ukr.net; ORCID: <sup>1</sup>0000-0003-3445-3721, <sup>2</sup>0000-0003-0358-7946, <sup>3</sup>0000-0002-4671-5824

### **Mathematical model of the safety clutch in the screw conveyor drive for loose raw materials**

**Goal.** To increase the operational characteristics of the screw conveyor when its working body is overloaded by substantiating the rational parameters of the safety clutch. **Methods.** Theoretical studies were carried out using the methods of theoretical mechanics and higher mathematics. Theoretical calculations of the obtained analytical dependencies and their graphical interpretation were performed on a PC using the Delphi software environment. **Results.** To increase the amount of axial movement of the driven half-coupling with a jammed working body, together with the reduction of dynamic loads during the occurrence of an overload, a design of a safety clutch has been developed. To determine the rational parameters of the safety clutch of the screw conveyor, the influence of dynamic load-driven dependencies for determining

the moment of interaction of half-couplings  $T_m$ . To implement the numerical solution of the mathematical model, a Pascal program was created in the Delphi visual programming environment, which makes it possible to build graphical dependencies and investigate the influence of various system parameters on dynamic loads in the drive links of the screw conveyor. The obtained mathematical model allows you to determine the influence of the main parameters on the dynamics of the operation of the safety clutch of the screw conveyor when the working body is overloaded. **Conclusions.** Based on the dynamic model of the screw conveyor with a safety clutch, which is composed of the differential equations of motion of the system elements. According to the results of theoretical studies, graphical dependences of the change in the torque value during rotation of the half-couplings of the safety clutch were constructed to study the influence of various system parameters on dynamic loads in the drive links of the screw conveyor. From the analysis of the graphs, it was established that an increase in the rotation frequency leads to an increase in the torque of the system. Thus, when the rotation frequency changes from  $50 \text{ rev} \cdot \text{min}^{-1}$  to  $200 \text{ rev} \cdot \text{min}^{-1}$ , the torque  $T_n$  increases by 64.8%,  $T_r$  increases by 65.2%, and  $T_m$  increases by 63.8%. It was also established that an increase in the mass of moving parts leads to an increase in the load on the drive. When the mass increases from 10

kg to 20 kg, the torque  $T_n$  increases by 15.8%,  $T_r$  by 12.5%,  $T_m$  and by 17.3%. On the basis of the conducted dynamic analysis of the process of activation of the safety clutch of the screw conveyor, it was established that an increase in the rotation

frequency of the working body leads to an increase in the torque of the system.

**Key words:** safety coupling, semi-coupling, groove, rational parameters, dynamic load.

**DOI:** <https://doi.org/10.31073/agrovisnyk202402-09>

## Бібліографія

1. Hevko R.B., Klendiy O.M. The investigation of the process of a screw conveyor safety device actuation. *INMATEH — Agricultural engineering*. 2014. 42(1). P. 55–60.
2. Hevko R.B., Rozum R.I., Klendiy O.M. Development of design and investigation of operation processes of loading pipes of screw conveyors. *INMATEH: Agricultural engineering*. 2016. 50(3). P. 89–96. URL: [http://www.inmateh.eu/INMATEH\\_3\\_2016/50-11%20Hevko%20RB.pdf](http://www.inmateh.eu/INMATEH_3_2016/50-11%20Hevko%20RB.pdf)
3. Hevko R.B., Klendiy M.B., Klendiy O.M. Investigation of a transfer branch of a flexible screw conveyor. *INMATEH — Agricultural engineering*. 2016. 48(1). P. 29–34.
4. Kováčová M., Matus M., Krizan P., Beniak J. Design theory for the pressing chamber in the solid biofuel production process. *Acta Polytechnica*. 2014. 54(1). P. 28–34. doi: 10.14311/AP.2014.54.0028
5. Ebubekir Can Güneş, İsmet Çelik. Use of disc springs in a pellet fuel machine. *Acta Polytechnica*. 2017. 57(2). P. 89–96. doi: 10.14311/AP.2017.57.0089
6. Bulgakov V., Trokhaniak O., Adamchuk V. et al. A study of dynamic loads of a flexible sectional screw conveyor. *Acta Technologica Agriculturae*. 2022. 25(3). P. 131–136. doi: 10.2478/ata-2022-0020
7. Trokhaniak O.M., Hevko R.B., Lyashuk O.L. et al. Research of the of bulk material movement process in the inactive zone between screw sections. *INMATEH — Agricultural Engineering*. 2020. 60(1). P. 261–268. URL: <https://www.scimagojr.com/journalsearch.php?q=21100204508&tip=sid&clean=0>
8. Bulgakov V., Trokhaniak O., Holovach I. et al. Investigation of the Performance of a Screw Conveyor with a Working Body, Made in the Form a Shaft with Inclined Flat Blades. *INMATEH — Agricultural Engineering*. 2022. 67(2). P. 406–411. doi: 10.35633/inmateh-67-41
9. Bulgakov V., Olt J., Ivanovs S. et al. Research of a contact stresses in swivel elements of flexible shaft in screw conveyor for transportation of agricultural materials. *Agraarteadus*, 2022. 33(1). P. 67–73. doi: 10.15159/jas.22.12
10. Sokil B., Lyashuk O., Sokil M. et al. Dynamic effect of cushion part of wheeled vehicles on their steerability. *International Journal of Automotive and Mechanical Engineering*. 2018. 15(1). P. 4880–4892. URL: <https://www.scopus.com/inward/record.uri?eid=2-s2.0>
11. Aulin V.V., Pankov A.O., Zamota T.M. et al. Development of mechatronic module for the seeding control system. *INMATEH — Agricultural Engineering*. 2019. 59(3). P. 1–8.
12. Lyashuk O., Vovk Y., Sokil B. et al. Mathematical model of a dynamic process of transporting a bulk material by means of a tube scraping. *Agricultural Engineering International: CIGR Journal*. 2019. 21(1). P 74–81.
13. Gevko R.B., Klendiy O.M. The investigation of the process of a screw conveyor safety device actuation. *INMATEH — Agricultural Engineering*. 2014. 42 (1). P. 55–60.
14. Merritt A.S., Mair R.J. No Access Mechanics of tunnelling machine screw conveyors: model tests. *Géotechnique*. 2015. 56(9). P. 605–615. doi:10.1680/geot.2006.56.9.605
15. Paul Ph.J., Cleary W. Screw conveyor performance: comparison of discrete element modelling with laboratory experiments. Progress in Computational Fluid Dynamics. *An International Journal (PCFD)*. 2010.10(5/6). doi:10.1504/PCFD.2010.035366