

УДК 621:542.3

БУРМІСТЕНКОВ О. П., БІЛА Т. Я., СТАЦЕНКО В. В.

Київський національний університет технологій та дизайну

ДОСЛІДЖЕННЯ ЕНЕРГОВИТРАТ ТАРІЛЧАСТИХ ЖИВИЛЬНИКІВ ДЛЯ СИПКИХ МАТЕРІАЛІВ

Мета. Створення математичних моделей, що дозволять визначити взаємозв'язок між конструктивними і технологічними параметрами тарілчастих живильників та витратами енергії, що виникають під час їх роботи.

Методика. У роботі використано класичні положення механіки, теорії контактної взаємодії твердих тіл, метод математичного моделювання.

Результати. У роботі розглянуто конструкцію та принцип дії тарілчастого живильника безперервної дії, визначено його основні конструктивні та технологічні параметри. Досліджено чинники, що створюють механічні навантаження на привод тарелі живильника. Розроблено математичні моделі для визначення моментів опору та потужності, що споживається електричним двигуном під час роботи обладнання. Запропоновані моделі дозволяють розраховувати навантаження на привод у статичному і динамічному режимах роботи та враховують конструктивні, технологічні параметри обладнання та фізико-механічні властивості сипкого матеріалу. Представлено результати дослідження впливу коефіцієнтів тертя, положення ножа та сили його притискання до поверхні тарелі, швидкості обертання тарелі на навантаження, що діють на електропривод. Встановлено, що розрахунок приводу доцільно виконувати для режиму, за якого відстань між кромкою ножа та віссю обертання тарелі є максимальною, що відповідає роботі при максимальному навантаженні. Визначено, що зміна технологічних параметрів живильника (швидкості обертання тарелі, положення ножа) може призводити до зміни навантаження на електропривод на 86%, що необхідно враховувати при виборі двигуна.

Наукова новизна. Розроблено математичні моделі роботи тарілчастого живильника безперервної дії для визначення взаємозв'язку між конструктивними і технологічними параметрами тарілчастих живильників та витратами енергії.

Практична значимість. Отримані результати дозволяють за відомими конструктивними, технологічними параметрами та фізико-механічними властивостями сипкого матеріалу визначити навантаження на привод тарелі.

Ключові слова: живильник, сипкий матеріал, електропривод, механічні навантаження, процес дозування.

Вступ. Дозування сипких матеріалів широко використовується у технологічних процесах виготовлення виробів з полімерних матеріалів [1, 2, 10]. Забезпечення необхідних фізико-механічних властивостей досягається за рахунок створення сумішей гранул полімерних матеріалів, барвників та різноманітних домішок відповідно до заданої рецептури. Точність процесів дозування визначає відсотковий склад суміші, а отже безпосередньо впливає на якість кінцевого продукту. Проблема ускладнюється при використанні змішувального обладнання безперервної дії. В цьому випадку компоненти суміші рухаються безперервними потоками, що підвищує вимоги до точності дозування. Це зумовлює необхідність створення спеціалізованих живильників безперервної дії. Однією з таких конструкцій є живильники тарілчастого типу. Їх конструкція забезпечує мінімальний механічний вплив на частинки матеріалу та можливість керування продуктивністю у широкому діапазоні. Водночас, особливості роботи таких живильників зумовлюють появу змінних навантажень на привод, які мають бути враховані при проектуванні обладнання

даного типу [7]. Таким чином, дослідження спрямовані на визначення енергетичних параметрів тарілчастих живильників безперервної дії є актуальними.

Постановка завдання. Завданням дослідження є визначення чинників, що створюють навантаження на електропривод тарілчастого живильника, та розроблення математичних моделей, які дозволять прогнозувати величину моменту опору на основі відомих конструктивних та технологічних параметрів.

Результати та їх обговорення. Схема тарілчастого живильника показана на рис. 1. Частинки сипкого матеріалу під дією сили тяжіння надходять з бункера (1) через вихідний патрубок на поверхню тарелі (4). Для забезпечення коректної роботи живильника необхідно використовувати бункери із круглими випускними отворами, центр яких співпадає з віссю обертання тарелі. Сипкий матеріал на поверхні тарелі розташовується у вигляді усіченого конусу. Кут нахилу поверхні конусу визначається кутом природнього укосу матеріалу, а його висоту можна регулювати за допомогою манжети (3).

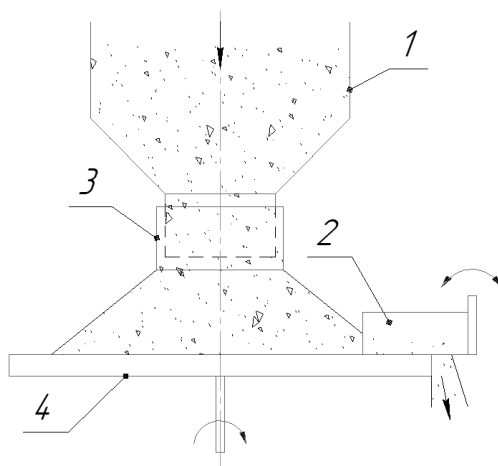


Рис. 1. Схема конструкції тарілчастого живильника

У процесі роботи таріль обертається з заданою швидкістю, ніж (2) займає задане положення та знімає певний об'єм сипкого матеріалу. До переваг тарілчастих живильників можна віднести широкий діапазон керування продуктивністю, високу точність дозування, низькі масо-габаритні показники.

Керувати об'ємною продуктивністю тарілчастого живильника можна трьома способами:

- 1) за рахунок зміни швидкості обертання тарелі;
- 2) за рахунок зміни положення манжети;
- 3) за рахунок керування положення ножа.

Перші два варіанти технічно складніше реалізувати ніж керування за рахунок зміни положення ножа.

Продуктивність живильника можна обчислити за виразом [8]:

$$Q = \left[\begin{array}{l} \frac{1}{3} \varphi (L + R_B \operatorname{tg} \varphi - R_H) \left[\left(\frac{L}{\operatorname{tg} \varphi} + R_B \right)^2 + \left(\frac{L}{\operatorname{tg} \varphi} + R_B \right) R_H + R_H^2 \right] \\ - \varphi R_H^2 (L + R_B \operatorname{tg} \varphi - R_H) \end{array} \right] \omega \rho, \quad (1)$$

де ρ – насипна густина матеріалу, кг/м³; R_B – радіус вихідного патрубку бункера, м; R_H – відстань від кромки ножа до вісі обертання тарелі, м; ω – частота обертання тарелі, рад/с; L – відстань від поверхні тарелі до вихідного патрубку, м; φ – кут природнього укусу, рад.

Під час роботи живильника внаслідок дії різних чинників можуть змінюватись положення ножа та швидкість обертання тарелі:

$$Q = f(R_H, \omega). \quad (2)$$

Обидва параметри є функціями часу, що дозволяє записати формулу для визначення продуктивності у наступному вигляді:

$$Q = \left[\begin{array}{l} \frac{1}{3} \varphi (L + R_B \operatorname{tg} \varphi - R_H(t)) \left[\left(\frac{L}{\operatorname{tg} \varphi} + R_B \right)^2 + \left(\frac{L}{\operatorname{tg} \varphi} + R_B \right) R_H(t) + R_H^2(t) \right] - \\ - \varphi R_H^2 (L + R_B \operatorname{tg} \varphi - R_H(t)) \end{array} \right] \omega(t) \rho. \quad (3)$$

Тривалість перебування матеріалу всередині залежить від його конструктивних та технологічних параметрів і чисельно визначається постійною часу T . У випадку керування продуктивністю за рахунок зміни положення ножа, величина T обумовлена параметрами сервоприводу. Час переміщення ножа між заданими положеннями визначає тривалість перехідного процесу. Таким чином, отримуємо диференціальне рівняння:

$$\frac{dQ_{\text{вих}}}{dt} = \frac{1}{T} \left[\begin{array}{l} \frac{1}{3} \varphi (L + R_B \operatorname{tg} \varphi - R_H(t)) \times \\ \times \left[\left(\frac{L}{\operatorname{tg} \varphi} + R_B \right)^2 + \left(\frac{L}{\operatorname{tg} \varphi} + R_B \right) R_H(t) + R_H^2(t) \right] - \\ - \varphi R_H^2 (L + R_B \operatorname{tg} \varphi - R_H(t)) \end{array} \right] \omega(t) \rho - Q_{\text{вих}}. \quad (4)$$

Його чисельний розв'язок потребує визначення початкових та граничних умов.

Приймаємо наступні початкові умови:

- в момент пуску живильника $Q_{\text{вих}} = 0$;
- в усталеному режимі роботи $Q_{\text{вих}} = Q_{\text{уст}}$, де $Q_{\text{уст}}$ – продуктивність в усталеному режимі роботи.

Граничні умови визначаємо з наступних міркувань.

- 1) Для коректної роботи живильника необхідно забезпечити швидкість обертання тарелі меншою за швидкість, що зумовлює рух частинок внаслідок дії відцентрових сил:

$$\omega = \sqrt{\frac{gf}{R}},$$

де f – коефіцієнт тертя частинок по поверхні тарелі; R – радіус тарелі; g – прискорення вільного падіння.

- 2) Відстань від осі обертання до ножа має бути більшою ніж радіус вихідного патрубку бункера: $R_H > R_B$.

- 3) Розмір вихідного патрубку має бути більшим ніж розмір частинки: $R_B > (3..6)r$, де r – радіус частинки.

У процесі роботи між кромкою ножа та поверхнею тарелі виникають сили тертя, що зумовлені кількістю мікрочастинок сипкого матеріалу у зазорі між тарелю та ножом. Внаслідок цього змінюються моменти опору, які діють на приводи тарелі та ножа, що, у свою чергу, зумовлює тимчасову зміну їх положення. Тобто, швидкість обертання тарелі та положення ножа є випадковими величинами, які можна описати за допомогою нормального розподілу [9] з математичним очікуванням R_H , ω та дисперсіями σ_R , σ_ω , відповідно. В результаті рівняння (4) прийме вигляд:

$$\frac{dQ_{вих}(t)}{dt} = \frac{1}{T} \left[\begin{array}{l} \frac{1}{3} \varphi(L + R_B \operatorname{tg} \varphi - \operatorname{rand}(R_H(t), \sigma_R)) \times \\ \times \left[\left(\frac{L}{\operatorname{tg} \varphi} + R_B \right)^2 + \left(\frac{L}{\operatorname{tg} \varphi} + R_B \right) \operatorname{rand}(R_H(t), \sigma_R) + \right. \\ \left. + \operatorname{rand}(R_H(t), \sigma_R)^2 \right] - \times \\ - \varphi R_H^2 (L + R_B \operatorname{tg} \varphi - \operatorname{rand}(R_H(t), \sigma_R)) \\ \times \operatorname{rand}(\omega(t), \sigma_\omega) \rho - Q_{вих}(t) \end{array} \right], \quad (5)$$

де σ_ω – середньоквадратичне відхилення швидкості від заданого значення; $\omega_{зад}$ – задане значення швидкості обертання тарелі; σ_R – середньоквадратичне відхилення положення ножа від заданого значення; R_H – задане положення ножа.

Результати моделювання роботи системи показані на рис. 2.

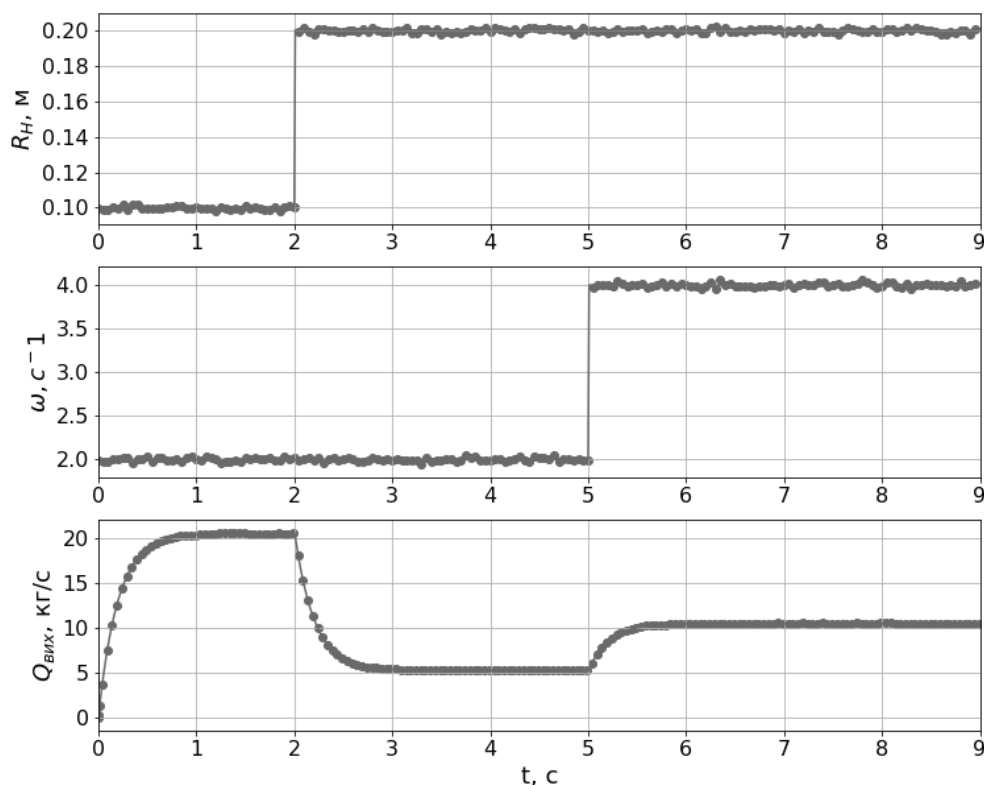


Рис. 2. Залежність продуктивності живильника від швидкості обертання тарелі та положення ножа

У період часу від 0 до 2 с відбувається пуск живильника. Задані значення для цього періоду: $L = 0,1$ м, $R_B = 0,1$, $\varphi = 30$ град, $T = 0,2$. У момент часу $t = 2$ с змінюється значення положення ножа з $R_H = 0,1$ м до $R_H = 0,2$ м, а у момент $t = 5$ с швидкість обертання тарелі зростає з $\omega = 2$ рад/с до $\omega = 4$ рад/с. Внаслідок цього відбувається зменшення продуктивності на інтервалі часу $t = (2..5)$ с, та збільшення продуктивності у період $t = (5..10)$ с (рис. 2). За отриманими залежностями визначено діапазон швидкостей обертання тарелі в усталеному режимі роботи, для якого проведено розрахунки навантажень на привод.

Визначення можливих діапазонів навантажень на привод тарелі потребує дослідження взаємодії ножа з поверхнею тарелі та впливу на нього сипкого матеріалу. Розрахункова схема для визначення продуктивності живильника показана на рис. 3.

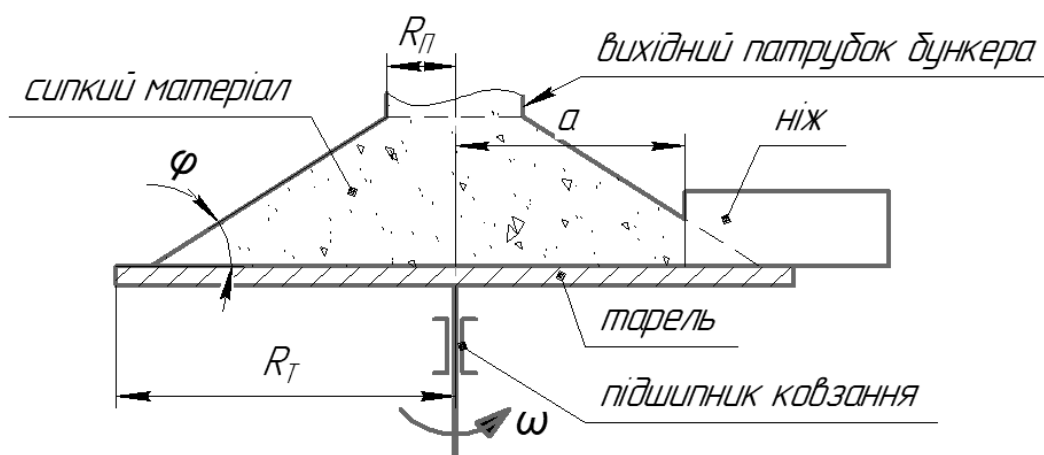


Рис. 3. Схема визначення продуктивності тарілчастого живильника

Величина сил опору [3, 4, 5] складається з:

- сил тертя ковзання між ножем та тареллю;
- сил тертя ковзання у підшипниках тарелі;
- інерційних сил, що визначаються масою тарелі та сипкого матеріалу.

Момент інерції тарелі та сипкого матеріалу, зведений до валу привода, визначається за формулою:

$$J = J_T + J_M, \quad (6)$$

де J_T , J_M – моменти інерції тарелі та сипкого матеріалу, відповідно.

Момент інерції тарелі живильника, яка має форму круглого диску постійної товщини, дорівнює:

$$J_T = \frac{1}{2} \cdot m_T \cdot R_T^2, \quad (7)$$

де m_T – маса тарелі, кг; R_T – радіус тарелі, м.

Розташування сипкого матеріалу на поверхні тарелі має форму усіченого конуса. Його верхній радіус дорівнює радіусу вихідного патрубку бункера, а нижній визначається відстанню між патрубком бункера і поверхнею тарелі та кутом природнього укусу матеріалу. Відповідно, момент інерції сипкого матеріалу визначається за формулою:

$$\begin{aligned}
 J_M &= \frac{1}{2} \int_0^H \rho_M S_M R(z)_M^2 dz = \frac{1}{2} \int_0^H \rho_M \frac{\pi \cdot R_M^2}{2} R_M^2(z) dz = \\
 &= \frac{1}{2} \int_0^H \rho_M \frac{\pi \left(R_{II} + \frac{z}{\operatorname{tg} \varphi} \right)^2}{2} \left(R_{II} + \frac{z}{\operatorname{tg} \varphi} \right)^2 dz = \frac{1}{4} \pi \rho_M \int_0^H \left(R_{II} + \frac{z}{\operatorname{tg} \varphi} \right)^4 dz,
 \end{aligned} \quad (8)$$

де R_{II} – радіус вихідного патрубку, м; ρ_M – насипна густина матеріалу, кг/м³; H – відстань від вихідного патрубку до поверхні тарелі, м; z – координата вздовж осі обертання.

Величина сили тертя ковзання між поверхнею тарелі та ножом залежить від сили притискання ножа до тарелі $F_{ПН}$ та коефіцієнта тертя k_H :

$$F_H = k_H F_{ПН}. \quad (9)$$

У підшипниках ковзання, які використовують у тарілчастих живильниках, сила тертя наближено розраховується за формулою:

$$F_{II} = k_{II} \sqrt{F_r^2 + F_a^2} \frac{d}{2}, \quad (10)$$

де d – діаметр валу, м; F_r , F_a – радіальна та осьова складові навантаження, що діють на підшипник, Н; k_{II} – коефіцієнт тертя ковзання підшипника.

З врахуванням (10) момент опору підшипника визначається наступним співвідношенням:

$$M_{II} = F_{II} \cdot \frac{d}{2} = k_{II} \sqrt{F_r^2 + F_a^2} \frac{d^2}{4}. \quad (11)$$

Під час роботи, привод живильника може знаходитись під дією статичних та динамічних навантажень [6]. Статичний режим відповідає обертанню тарелі з постійною швидкістю. Динамічний режимі виникає при зміні швидкості обертання тарелі. Зазвичай найбільшу величину такі навантаження мають під час пуску живильника, що відповідає зміні швидкості обертання тарелі від нуля до заданого значення. Сумарний момент сил опору матиме наступний вигляд:

$$M_{\Sigma} = M_{ст} + M_{дин} = M_{II} + M_H + (J_T + J_M) \frac{d\omega}{dt}, \quad (12)$$

де $M_{ст}$, $M_{дин}$ – статична та динамічна складові моментів опору, відповідно.

Водночас, слід враховувати, що момент опору ножа M_H є змінною величиною, яка залежить від відстані від кромки ножа до центру тарелі a (рис. 4):

$$M_H = F_H \left(a + \frac{R_T - a}{2} \right) = F_H \frac{a + R_T}{2}, \quad (13)$$

де a – відстань від кромки ножа до центру тарелі, м.

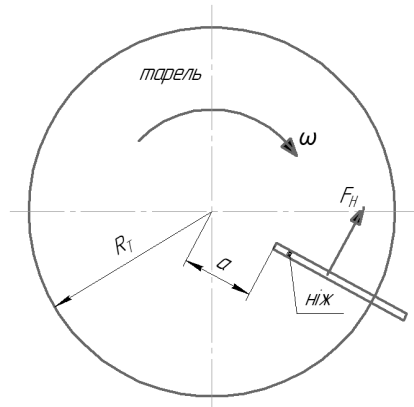


Рис. 4. Розрахункова схема для визначення сил тертя між ножом та поверхнею тарелі

Мінімальну потужність, що має розвивати електричний двигун, можна розрахувати за формулою:

$$P = M_{\Sigma} \cdot \omega. \quad (14)$$

Також необхідно враховувати, що на практиці ніж не може бути ідеально дотичним до поверхні тарелі. Між ними завжди існує зазор, у який можуть потрапляти мікрочастинки матеріалу, що призводитиме до зміни коефіцієнту тертя ножа о поверхню тарелі та до відповідної зміни сил опору. Діапазон зміни цих коефіцієнтів може бути суттєвим, оскільки коефіцієнт тертя ковзання сталі по сталі, з якої виготовлені ніж та таріель, знаходиться у межах від 0,1 до 0,12, а коефіцієнт тертя між полімером та сталлю може дорівнювати від 0,15 до 0,4 в залежності від типу полімеру.

У статичному режимі роботи швидкість обертання тарелі є константою, відповідно, динамічна складова дорівнює нулю, а величина моменту опору лінійно залежить від параметрів a , k_H та $F_{ПН}$. Результати розрахунків величини моменту опору на валу приводу у такому режимі показані на рис. 5-7. При проведенні розрахунків були прийняті наступні параметри живильника: $R_T = 0,3$ м; $R_{П} = 0,05$ м; $H = 0,1$ м; $d = 0,01$ м; $F_r = 2$ Н; $F_a = 30$ Н; $\rho = 800$ кг/м³; $\varphi = 30^\circ$.

Дослідження динамічних навантажень здійснювалось для режиму пуску. При цьому було прийнято, що таріель змішувача змінює швидкість обертання від 0 до заданої ($\omega_{зад}$) за $T = 2$ с. На рис. 8 показані отримані залежності мінімальної потужності, яку має розвивати електропривод, від заданої швидкості обертання для різних положень ножа.

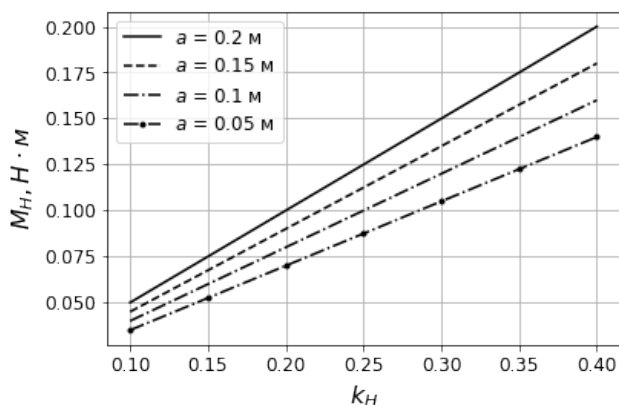


Рис. 5. Залежність величини моменту опору на валу приводу від коефіцієнту тертя для різних положень ножа

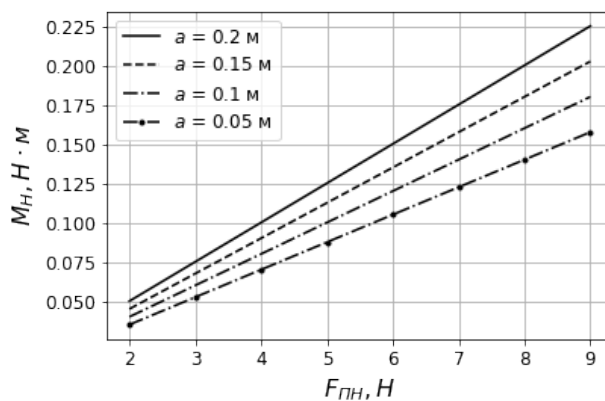


Рис. 6. Залежність величини моменту опору на валу приводу від сили притискування ножа та його положення

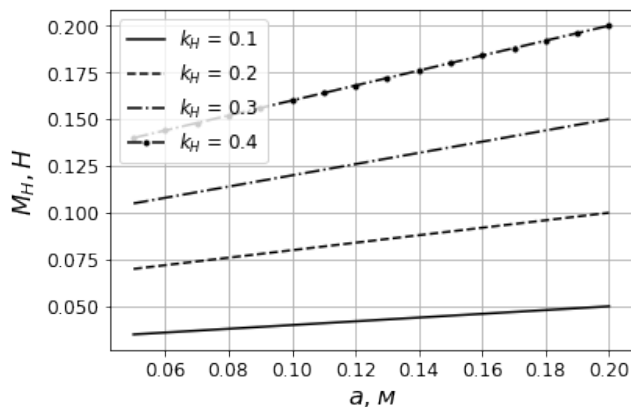


Рис. 7. Залежність величини моменту опору на валу приводу від положення ножа та коефіцієнтів тертя

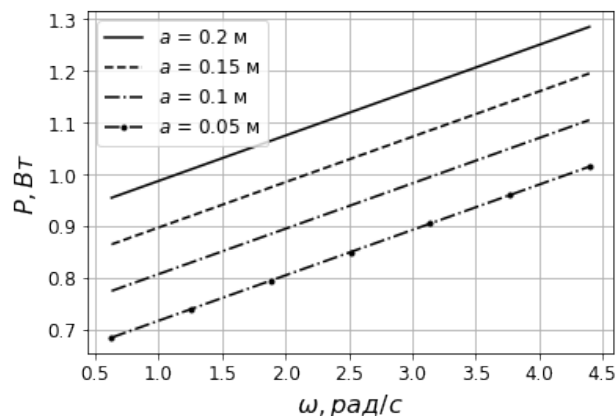


Рис. 8. Залежність мінімальної потужності приводу, що забезпечує необхідну швидкість обертання тарелі, за різних положень ножа

Висновки:

1) Запропоновані математичні моделі дозволяють розрахувати величини механічних навантажень та потужність приводу для заданих режимів роботи тарілчастого живильника та фізико-механічних властивостей сипкого матеріалу.

2) Розрахунок приводу доцільно виконувати для режиму, за якого відстань між кромкою ножа та віссю обертання тарелі є максимальною, що відповідає роботі при максимальному навантаженні.

3) Зміна технологічних параметрів живильника (швидкості обертання тарелі, положення ножа) може призводити до зміни навантаження на електропривод до 86%, що необхідно враховувати при виборі двигуна.

Література

1. Стаценко В. В. Автоматизовані комплекси безперервного приготування композицій сипких матеріалів: монографія / В.В. Стаценко, О.П. Бурмістенков, Т.Я. Біла. – Київ: КНУТД, 2017. – 220с.
2. Бурмістенков О. П. Процеси та обладнання підготовчих виробництв легкої промисловості / О. П. Бурмістенков, О. А. Стародуб, В. П. Місяць, Т. Я. Біла, В. В. Стаценко. - К. : КНУТД, 2011. – 137 с.
3. Попов В. Л. Механика контактного взаимодействия и физика трения, М: Физматлит, 2012. – 348с.
4. Panasyuk I. Driving machine shaft angular velocity impact on motion conditional change of granular medium in working reservoir for components compounding and process. / I. Panasyuk, M. Zalyubovskiy // Metallurgical and Mining Industry. – 2015. – No3. P.260–264.
5. Paula Macías Vera. Report 12: Flow of salt particles on a spinning spreader disk. External Influences on Spray Patterns. / Paula

References

- 1.Statsenko V. V., Burmistenkov O. P., Bila T. Y. (2017). Avtomatyzovani kompleksi bezperernvnoho pryhotuvannya kompozycij sypkux materialiv: monohrafiya [Automated complexes for bulk material compositions continuous preparation]. Kyiv: Kyiv National University of Technologies and Design [in Ukrainian].
- 2.Burmistenkov O. P., Starodub O. A., Misiats V. P., Bila T. Ya., Statsenko V. V. (2011). Protsesty ta obladnannia pidhotovchykh vyrobnystv lëhkoi promyslovosti [Processes and equipment of light industry preparatory industries] – Kyiv: Kyiv National University of Technologies and Design, 137 p. [in Ukrainian]
- 3.Popov V. L. (2012) Mekhanyka kontaktноho vzaymodeistvyia y fyzyka trenyia [Contact mechanics interaction and physics of friction] – Moscow: Fyzmatlyt. 348p. [in Russian]
- 4.Panasyuk I., Zalyubovskiy M. (2015) Driving machine shaft angular velocity impact on motion conditional change of granular medium in working reservoir for components compounding and process. – Metallurgical and Mining Industry. No3. 260–264. [in English]
- 5.Paula Macías Vera, Torben Brøchner, Jan S. Strøm, Hisamitsu Takai. (2014) Report 12: Flow of salt particles

Macías Vera, Torben Brøchner, Jan S. Strøm, Hisamitsu Takai. // EPAS. – 2014.

6. Біла Т. Я. Моделювання динамічних навантажень в змішувальних комплексах безперервної дії. / Т. Я. Біла, В. В. Стаценко // Вісник Київського національного університету технологій та дизайну. – 2015. – №4. С.24-29.

7. Бурмістенков О. П. Основні напрямки автоматизації змішувальних комплексів безперервної дії для сипких матеріалів. / О. П. Бурмістенков, Т. Я. Біла, В. В. Стаценко // Вісник Хмельницького національного університету. Технічні науки. – 2017. – № 6. С.28-31.

8. Бурмістенков О. П., Стаценко В. В. Дослідження роботи системи керування продуктивністю тарілчастого живильника безперервної дії. VIII Українсько-Польські наукові діалоги: матеріали міжнар. конф., 16-19 жовтня 2019 р. Хмельницький – Кам'янець-Подільський.

9. Вентцель Е. С. Теория вероятностей. М.: «Высшая школа». – 1998. – 576с.

10. Гаврилова О. Е., Никитина Л. Л., Канаева Н. С., Геркина О. Ю. Обзор современных полимерных материалов, применяемых в производствах легкой промышленности. Вестник Казанского технологического университета. – 2015. – С.276-278.

on a spinning spreader disk. External Influences on Spray Patterns. – EPAS. [in English]

6. Bila T. Ya., Statsenko V. V. (2015) Modeliuvannia dynamichnykh navantazhen v zmishuvalnykh kompleksakh bezpererвної dii. [Dynamic loads modeling in continuous mixing complexes] Visnyk Kyivskoho natsionalnoho universytetu tekhnolohii ta dyzainu. №4. 24-29. [in Ukrainian]

7. Burmistenkov O. P., Bila T. Ya., Statsenko V. V. (2017) Osnovni napriamky avtomatyzatsii zmishuvalnykh kompleksiv bezpererвної dii dlia sypkykh materialiv. [The main directions of continuous mixing complexes automation for bulk materials.] Visnyk Khmelnytskoho natsionalnoho universytetu. Tekhnichni nauky. № 6. 28-31. [in Ukrainian]

8. Burmistenkov O. P., Statsenko V. V. (2019) Doslidzhennia roboty systemy keruvannia produktyvnistiu tarilchastoho zhyvylnyka bezpererвної dii. [Research of control system work of a continuous action plate feeder productivity] VIII Ukrainsko-Polski naukovi dialohy: materialy mizhnar. konf., 16-19 zhovtnia 2019. Khmelnytskyi – Kam'ianets-Podilskyi. [in Ukrainian]

9. Venttsel E. S. (1998) Teoryia veroiatnostei. [Probability theory] M.: «Vysshiaia shkola». 576s. [in Russian]

10. Havrylova O. E., Nykityna L. L., Kanaeva N. S., Herkina O. Yu. (2015) Obzor sovremennykh polymernykh materyalov, pryeniaemykh v proyzvodstvakh lehkoy promyshlennosti. [Review of modern polymeric materials used in light industry] Vestnyk Kazanskoho tekhnolohycheskoho unyversyteta. – P.276-278. [in Russian]

STATSENKO V. V.
statsenko.v@knutd.edu.ua
ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-3932-792X>
Researcher ID: C-3646-2017
Kiev National University of Technologies & Design

BURMISTENKOV O. P.
burmistenkov.op@knutd.edu.ua ORCID:
<https://orcid.org/0000-0003-0001-4229>
Researcher ID: T-5180-2018
Kiev National University of Technologies & Design

BILA T. Y.
bila.ty@knutd.edu.ua
ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-8937-5244>
Researcher ID: T-5276-2018
Kiev National University of Technologies & Design

ИССЛЕДОВАНИЕ ЭНЕРГОЗАТРАТ ТАРЕЛЬЧАТЫХ ПИТАТЕЛЕЙ ДЛЯ СЫПУЧИХ МАТЕРИАЛОВ

БУРМИСТЕНКОВ А. П., БЕЛАЯ Т. Я., СТАЦЕНКО В. В.

Киевский национальный университет технологий и дизайна

Цель. Создание математических моделей, позволяющих определить взаимосвязи между конструктивными и технологическими параметрами тарельчатых питателей и возникающими во время их работы затратами энергии.

Методика. В работе использованы классические положения механики, теории контактного взаимодействия твердых тел, метод математического моделирования.

Результаты. В работе рассмотрены конструкция и принцип действия тарельчатого питателя непрерывного действия, определены его основные конструктивные и технологические параметры. Исследованы факторы, создающие механические нагрузки на привод тарели питателя. Разработаны математические модели, позволяющие определить моменты сопротивления и потребляемую электрическим двигателем мощность во время работы оборудования. Предложенные модели позволяют определять нагрузку на привод в статическом и динамическом режимах работы и учитывают конструктивные, технологические параметры оборудования и физико-механические свойства сыпучего материала. Представлены результаты исследования влияния коэффициентов трения, положение ножа и силы его прижатия к поверхности тарели, скорости вращения тарели на нагрузки, действующие на электропривод. Установлено, что расчет привода целесообразно выполнять для режима, при котором расстояние между кромкой ножа и осью вращения тарели является максимальным, что соответствует работе при максимальной нагрузке. Определено, что изменение технологических параметров питателя (скорости вращения тарели, положение ножа) может приводить к изменению нагрузки на электропривод на 86%, что необходимо учитывать при выборе двигателя.

Научная новизна. Разработаны математические модели работы тарельчатого питателя непрерывного действия, позволяющие определить взаимосвязь между конструктивными и технологическими параметрами тарельчатых питателей и затратами энергии.

Практическая значимость. Полученные результаты позволяют по известным конструктивным, технологическим параметрам и физико-механическими свойствами сыпучего материала определить нагрузку на привод тарели.

Ключевые слова: питатель, сыпучий материал, электропривод, механические нагрузки, процесс дозирования.

RESEARCH OF PLATE FEEDERS ENERGY CONSUMPTION FOR BULK MATERIALS BURMISTENKOV O. P., BILA T. Y., STATSENKO V. V.

Kyiv National University of Technologies and Design

Purpose. Creation of mathematical models that allow determining the relationship between the design and technological parameters of the plate feeders and the energy consumption arising during their operation.

Methodology. The work uses the classical mechanics principles, the contact interaction of solids theory and the mathematical modeling method.

Findings. The paper considers the design and operation principle of a continuous plate feeder, defines its main design and technological parameters. The factors that create mechanical loads on the drive of the feeder plate are investigated. Mathematical models have been developed that make it possible to determine the moments of resistance and the power consumed by an electric motor during the equipment operation. The proposed models make it possible to determine the load on the drive in static and dynamic operation modes and take into account the design, technological parameters of the equipment and the bulk material physical and mechanical properties. The study results of the friction coefficients influence, the knife position and the force of its pressing on the plate surface, the plate rotation speed on the loads acting on the electric drive are presented. It has been found that the drive calculation is expedient for the mode in which the distance between the knife edge and the rotation axis of the plate is maximum, which corresponds to the operation at maximum load. It has been determined that a change in the feeder technological parameters (plate rotation speed, knife position) can lead to a change in the load on the electric drive by 86%, which must be taken into account when choosing a drive.

Originality. Mathematical models of the continuous plate feeder operation have been developed, which make it possible to determine the relationship between the design and technological parameters of the plate feeders and energy consumption.

Practical value. The results obtained make it possible to determine the load on the plate drive by the known design, technological parameters and bulk material physical and mechanical properties.

Keywords: feeder, bulk material, electric drive, mechanical loads, dosing process.