

УДК 621.87

І. Гевко, канд. техн. наук; І. Новосад

Тернопільський державний технічний університет імені Івана Пулюя

ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІКИ ШНЕКОВОГО СЕПАРАТОРА З ГОРИЗОНТАЛЬНИМИ ІМПУЛЬСНИМИ НАВАНТАЖЕННЯМИ

Приведено динамічну модель роботи шнекового сепаратора з осьовими імпульсними навантаженнями. Виведені аналітичні залежності для визначення сили ударів і амплітуди коливань в залежності від конструктивних і технологічних параметрів.

Умовні позначення

- T_0 - обертовий момент при зупиненому роторі;
 ω_0 - максимальна швидкість обертання двигуна без навантаження;
 $T_{КШ}$ - момент опору обертанню шнека за рахунок підйому поверхнею торцевої косої шайби;
 n_2 і n_3 - кількості витків шнека у ведучій та веденій частинах;
 $R_{Ш}$ - радіус шнека, до якого прикладена рівнодійна сили опору матеріалу;
 F_x і F_ϕ - постійні сили опору, що діють на один виток шнека з боку матеріалу у напрямку його переміщення та у напрямку обертання шнека, відповідно, і залежать від коефіцієнту тертя матеріалу об шнек та об корпус,
 γ - кут підйому полотна шнека;
 γ_K - кут підйому косої шайби;
 R_K - радіус косої шайби;
 $C_{Ш}$ - пружність шнека в місці розрізу вала у осьовому напрямку;
 μ_K - коефіцієнт тертя на поверхні косої шайби;
 t - час, який пройшов від початку руху по косій шайбі (обмежується досягненням вершини виступу);
 n - кількість виступів (конструктивно $n = 1 \dots 4$);
 $J_{Ш}$ - момент інерції одного витка шнека;
 $m_{Ш}$ - маса матеріалу, приєднаного до одного витка шнека (не враховано, що певна маса матеріалу вже відсіялась на ситі);
 x - осьова координата зміщення шнека при його осьовому русі;
 $M_{Ш}$ - маса одного витка шнека.

Питання дослідження роботи гвинтових конвеєрів розглянуті в роботах [1, 2, 3]. Однак питання інтенсифікації сепарації просіювання не знайшло раціонального вирішення з точки зору сепарації, змішування і калібрування.

Робота виконується відповідно до координаційного плану комітету з питань науки і техніки України, розділу “Машинобудування” (позиція 43) “Високоєфективні технологічні процеси в машинобудуванні” на 2000 – 2005 роки.

Метою даної роботи є підвищення експлуатаційних показників роботи гвинтових сепараторів з введенням в їх конструкції осьових імпульсних навантажувачів. Шнековий сепаратор з рухомим у поздовжньому напрямку шнеком застосовується для покращення процесів сепарації і калібрування перемішування суміші та її розділювання на фракції на окремих ситах, а також інших операцій, він зображений на рис. 1.

Під час роботи сепаратора за рахунок поздовжніх коливань рухомої частини шнека у привідному пристрої виникають значні додаткові динамічні навантаження, які з одного боку сприяють технологічним процесам сепарації і калібрування, а з іншого можуть спричинити вихід з ладу як елементів приводу, так і внутрішньої конструкції шнекового полотна.

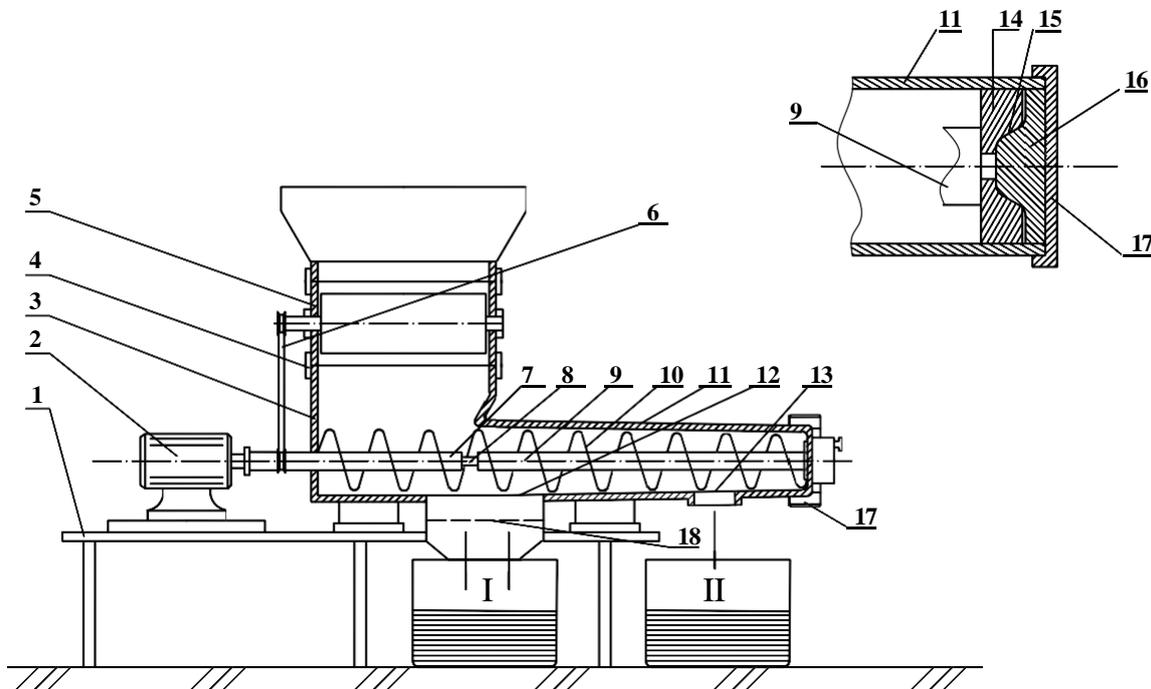


Рис. 1. Конструктивно-компонувальна схема гвинтового класифікатора

Який виконано у вигляді рами 1, приводу 2, корпусу 3, завантажувального механізму 4 з подрібнювачем 5, який приводиться в рух ременевою передачею 6 від привідного вала 7, який через шліцеве з'єднання 8 з'єднаний з веденим валом 9. Останній, крім обертального руху, має і рух осевого переміщення на шліцах.

На правому кінці привідного вала 7 жорстко закріплено лівим кінцем гвинтову спіраль 10, а праву її частину жорстко закріплено до веденого вала 9. В нижній частині трубопроводу 11 посередині його довжини і в кінці виконані вікна з ситами 12 і 13 відповідно для збору фракцій I і II сипких матеріалів за розмірами зерен, під ними встановлено ємності для збору відповідних матеріалів (без позицій).

Кінець правої секції 9 привідного вала жорстко встановлено в косу шайбу 14 з кулачками 15 з можливістю кругового обертання, яка є в контакт з аналогічною правою косою шайбою 16 з відповідними кулачками, яка жорстко закріплена в кінці трубопроводу 11 відомими способами і зафіксована гайкою 17.

Для збору двох фракцій I і II сипких матеріалів використовують ємності, які встановлені навпроти сит 12 і 13 під столом 18.

В разі використання сепаратора для видавлювання соку, з метою розширення його технологічних можливостей, на виході гвинтова спіраль 10 і трубопровід 11 виконані конічної форми із зменшенням діаметра до вихідного кінця.

Технологічний процес роботи гвинтового класифікатора здійснюється наступним чином.

Порошок засипається в завантажувальний механізм 4, де сипуча маса кваліфікується за розмірами зерен, а в разі потреби його подрібнюють подрібнювачем 5, який приводиться в рух від приводу через ременеву 6 або іншу передачу. Далі попередньо калібрований сипкий порошок подається на гвинтову спіраль 8 і переміщається в горизонтальному напрямі вправо. В міру переміщення дрібні зерна сипкого матеріалу (фракція I) просипаються через сито 18 відповідних розмірів. Для сприяння покращення процесу просипання права секція гвинтової спіралі отримує осьові переміщення від кулачків косої шайби 14, які взаємодіють з аналогічними кулачками косої шайби 16 через кулачки 15. Переміщення гвинтових елементів в крайнє праве положення здійснюється за рахунок його пружних властивостей і розпирання його сипким порошком. При подальшому переміщенні сипкий порошок пересипається через сито 18, а фракція II виходить через наступний отвір трубопроводу 11. В разі потреби кількість отворів можна збільшити і, відповідно, збільшити кількість фракцій згідно технологічного процесу і відповідних розмірів сит.

Запропонований вихід може мати широке використання і в харчовій і в переробній промисловості для виготовлення соків, фармацевтичній – для виготовлення вибиток з трав і інше, а також в порошковій металургії і абразивному виробництві.

Під час роботи сепаратора за рахунок поздовжніх коливань рухомої частини шнека у привідному пристрої виникають значні додаткові динамічні навантаження, які з одного боку, сприяють технологічним процесам сепарації, калібрування, змішування сипких матеріалів, а з іншої сторони вони можуть спричинити вихід з ладу як елементів приводу, так і внутрішньої конструкції шнекового полотна.

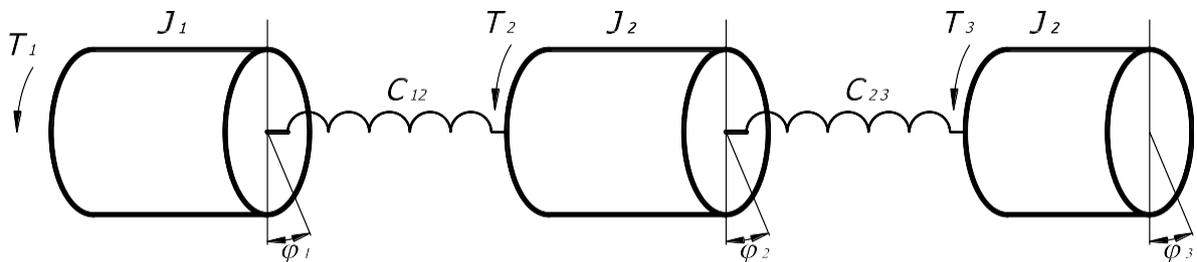


Рис. 2. Трьохмасова модель із зосередженими масами і навантаженнями

Для визначення цих додаткових навантажень розглянемо динамічну модель, яку з певними припущеннями можна зобразити у вигляді трьохмасової моделі (рис. 2) із зосередженими масами та навантаженнями. Перша маса J_1 моделює зведену масу привідного пристрою із редуктором, друга маса J_2 - моделює зведену масу першої (нерухомої) частини шнека разом із приєднаною масою транспортованого матеріалу, третя маса J_3 - зведена маса рухомої частини шнека разом із приєднаною до неї масою матеріалу.

Жорсткість першої ланки c_{12} визначається елементами зв'язку між приводом та шнеком, а жорсткість другої ланки c_{23} визначається пружністю витка шнека та вала в місці шнекового з'єднання нерухомої і рухомої частин шнека.

На першу масу діє рушійний обертовий момент від двигуна, який може бути записаний в залежності від поточної кутової швидкості $\omega = \frac{d\phi_1}{dt}$ у спрощеному вигляді статичної характеристики

$$T_1 = T_0 \left(1 - \frac{\omega}{\omega_0} \right) \quad (1)$$

Опір рухові пристрою складають моменти тертя, які діють на обидві частини шнека (T_2 і T_3). Вони складаються із складової опору переміщення матеріалу вздовж напрямку транспортування та складової тертя власне шнека об матеріал при обертанні. Крім цього, на ведену частину шнека діє момент сил опору взаємного переміщення частин кулачкового механізму. Відповідно, їх можна подати у вигляді:

$$T_2 = n_2 R_{III} (F_X \operatorname{tg} \gamma + F_\phi), \quad (2)$$

$$T_3 = n_3 R_{III} (F_X \operatorname{tg} \gamma + F_\phi) + T_{KIII}. \quad (3)$$

Розглянувши характер дії сил на поверхні косої шайби, можна визначити відповідний момент опору

$$T_{KIII} = R_K (\omega t R_K C_{III} \operatorname{tg} \gamma_K + n_3 R_{III} F_X \operatorname{tg} \gamma_K) (\sin \gamma_K + \mu_K \cos \gamma_K). \quad (4)$$

Кут повороту шнека на один виступ косої шайби рівний $\frac{2\pi}{n}$.

Зведення мас до обертових з врахуванням приєднаної маси матеріалу здійснюється з врахуванням їх кінетичної енергії і має вигляд

$$J_2 = n_2 (J_{III} + m_{III} R_{III}^2 \operatorname{tg}^2 \gamma), \quad (5)$$

$$J_3 = n_3 (J_{III} + m_{III} R_{III}^2 \operatorname{tg}^2 \gamma).$$

З врахуванням вищенаведеного система рівнянь обертового руху шнека матиме вигляд

$$\begin{aligned} J_1 \ddot{\varphi}_1 &= T_1 - c_{12}(\varphi_1 - \varphi_2), \\ J_2 \ddot{\varphi}_2 &= c_{12}(\varphi_1 - \varphi_2) - c_{23}(\varphi_2 - \varphi_3) - T_2, \\ J_3 \ddot{\varphi}_3 &= c_{23}(\varphi_2 - \varphi_3) - T_3. \end{aligned} \quad (6)$$

Кути φ_1 , φ_2 і φ_3 визначають положення обертових мас і зображені на рис. 1.

На етапі виходу шнека із контакту із косою шайбою стає відсутнім момент тертя об неї у виразі (4). Внаслідок вільного руху по осі X веденого шнека до моменту дотику до поверхні косої шайби значно змінюється зведений кут контакту шнека із матеріалом, а тому значно зміниться запис виразу для моменту T_3 та зведеної маси J_3 :

$$\begin{aligned} T_3 &= n_3 R_{III} \left(F_X \operatorname{tg} \left(\gamma + \frac{dx}{dt \omega R_{III}} \right) + F_\phi \right), \\ J_3 &= n_3 \left(J_{III} + m_{III} R_{III}^2 \operatorname{tg}^2 \left(\gamma + \frac{dx}{dt \omega R_{III}} \right) \right). \end{aligned} \quad (7)$$

Доданок $\frac{dx}{dt \omega R_{III}}$ в певному наближенні характеризує кут дотичної до траєкторії руху будь-якої точки веденої частини шнека при його сумісному русі вздовж поздовжньої осі та обертання при стрибку із зрізу косої шайби.

Координату x можна визначити із рівняння осьового руху веденої маси

$$n_3 (M_{III} + m_{III}) \ddot{x} + C_{III} x = n_3 F_X. \quad (8)$$

Початкові умови приймаємо для моменту руху, коли контакт шнека з косою шайбою знаходиться на початку етапу підйому. При цьому вважатимемо, що всі ланки в цей момент рухаються з певною кутовою швидкістю ω , а пружні зв'язки деформовані моментами статичного опору T_2 і T_3 без врахування моменту опору T_{KIII} . Звідси випливають формули для обчислення початкових умов

$$\begin{aligned}
 \varphi_1(0) &= 0, \\
 \varphi_2(0) &= -\frac{T_2 + T_3}{c_{12}}, \\
 \varphi_3(0) &= -\frac{T_3}{c_{23}} + \varphi_2(0), \\
 \dot{\varphi}_1(0) &= \dot{\varphi}_2(0) = \dot{\varphi}_3(0) = \omega(0), \\
 \omega(0) &= \omega_0 \left(1 - \frac{T_2 + T_3}{T_0} \right).
 \end{aligned} \tag{9}$$

Остання формула визначає швидкість двигуна при сумарному статичному опорі моментів T_2 і T_3 .

Для розв'язку системи диференціальних рівнянь (6) з початковими умовами (9) доцільно застосувати метод числового інтегрування Рунге-Кутта. Під час числових досліджень необхідно контролювати момент виходу із контакту з косою шайбою, щоб припасувати кінцеві умови першого етапу до початкових на другому етапі. Внаслідок того, що другий етап значно коротший за тривалістю, ніж перший, крок числового інтегрування на ньому потрібно приймати значно меншим. Після закінчення другого етапу його кінцеві умови стануть початковими для першого. Таким чином, необхідно провести інтегрування кількох циклів до моменту появи встановленого режиму руху, коли кутова швидкість та кут повороту кожної з ланок на початку та в кінці циклу набудуть рівних значень. Визначені при цьому динамічні навантаження можуть характеризувати періодичні максимальні зусилля в системі, що діятимуть у робочому режимі.

Для застосування стандартного методу Рунге-Кутта необхідно звести систему диференціальних рівнянь другого порядку (6) до системи 6 диференціальних рівнянь першого порядку з відповідними початковими умовами. Для цього введемо проміжні змінні u , v і w . Після зведення система (6) набуде вигляду

$$\begin{aligned}
 \dot{\varphi}_1 &= u, \\
 \dot{\varphi}_2 &= v, \\
 \dot{\varphi}_3 &= w, \\
 \dot{u} &= \frac{T_1 - c_{12}(\varphi_1 - \varphi_2)}{J_1}, \\
 \dot{v} &= \frac{c_{12}(\varphi_1 - \varphi_2) - c_{23}(\varphi_2 - \varphi_3) - T_2}{J_2}, \\
 \dot{w} &= \frac{c_{23}(\varphi_2 - \varphi_3) - T_3}{J_3}.
 \end{aligned} \tag{10}$$

Початкові умови запишуться

$$\begin{aligned}
 \varphi_1(0) &= 0, \\
 \varphi_2(0) &= -\frac{T_2 + T_3}{c_{12}}, \\
 \varphi_3(0) &= -\frac{T_3}{c_{23}} + \varphi_2(0), \\
 u(0) &= v(0) = w(0) = \omega(0).
 \end{aligned} \tag{11}$$

В результаті числового розв'язку системи (10) з початковими умовами (11), а також, враховуючи узгодження умов на границях часових інтервалів етапів руху з сумісним розв'язком рівняння (8), отримаємо величини кутів та відповідних швидкостей, на основі яких визначаємо динамічні моменти

$$T_{12} = c_{12}(\varphi_2 - \varphi_1),$$

$$T_{23} = c_{23}(\varphi_3 - \varphi_2).$$
(12)

Отримані у результаті числових досліджень графіки максимальних амплітуд динамічних моментів в залежності від зміни параметрів сепаратора зображені на рис. 2..5. На рис. 6 зображено приклад обчислення крутильних динамічних навантажень, що виникають у приводі та пружних ланках механізму сепаратора при періодичному вимушеному осьовому переміщенні шнека за рахунок виступів косої шайби.

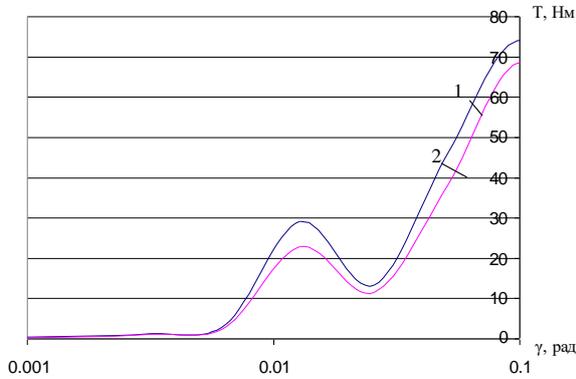


Рис. 3. Амплітуда максимального динамічного моменту в залежності від кута підйому косої шайби
1 – ланка з жорсткістю C_{12} ;
2 – ланка з жорсткістю C_{23}

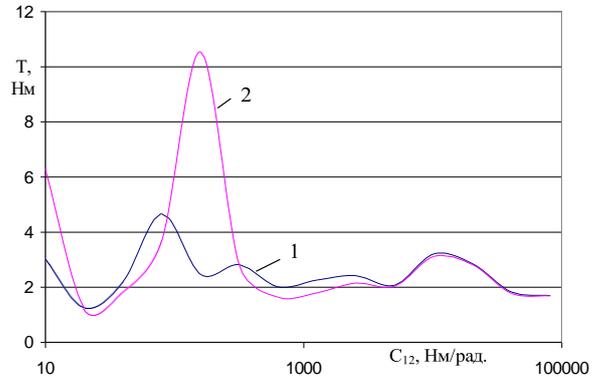


Рис. 4. Амплітуда максимального динамічного моменту в залежності від жорсткості C_{12} .
1 – ланка з жорсткістю C_{12} ;
2 – ланка з жорсткістю C_{23}

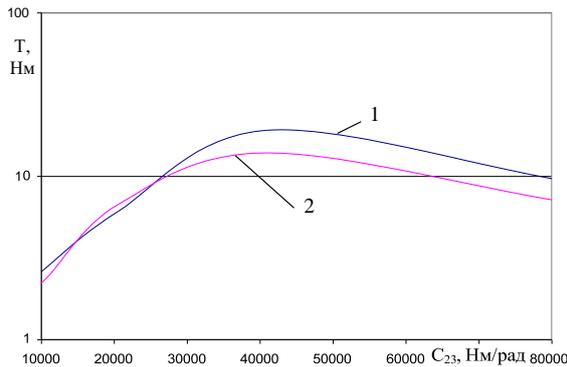


Рис. 5. Амплітуда максимального динамічного моменту в залежності від жорсткості C_{23} .
1 – ланка з жорсткістю C_{12} ;
2 – ланка з жорсткістю C_{23}

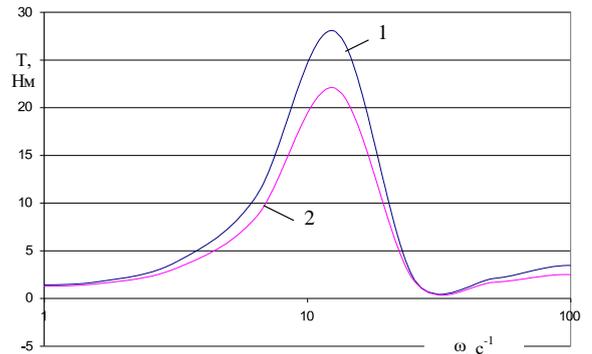


Рис. 6. Амплітуда максимального динамічного моменту в залежності від кутової швидкості обертання шнека.
1 – ланка з жорсткістю C_{12} ;
2 – ланка з жорсткістю C_{23}

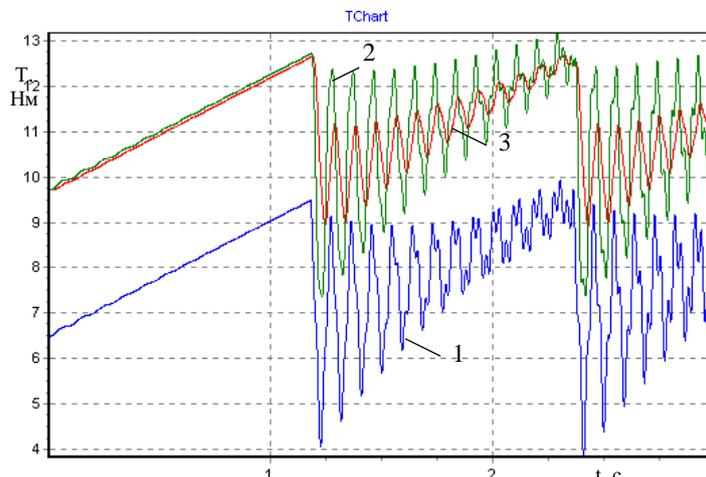


Рис. 7. Динамічні моменти, що виникають у приводі та пружних елементах сепаратора.
1 – у шнекові; 2 – у приводі; 3 – обертовий момент двигуна

Висновки:

1. Запропонована оригінальна конструкція гвинтового сепаратора з горизонтальним імпульсним навантаженням.
2. Розроблена динамічна модель процесу сепарації, яка дала можливість вивести аналітичні залежності для визначення силових параметрів і амплітуди коливань на основі методу числового інтегрування Рунне-Кута.
3. Дані практичні рекомендації для визначення величини кутів та відповідних швидкостей виконання технологічного процесу.

Is given dynamic model of job augers separators with axial pulse loadings. The analytical dependences for definition of force of impacts and amplitude of fluctuations are deduced depending on constructive and technological parameters.

Література

1. Григорьев А.М. Винтовые конвейеры. - М.: Машиностроение, 1972. - 184 с.
2. Герман Х. Шнековые механизмы в технологии ФРГ. - Л. Машиностроение, 1975. - 372 с.
3. Гевко Б.М., Рогатинский Р.М. Винтовые подающие механизмы сельскохозяйственных машин. - Львов. Высшая школа, 1989. - 176 с.
4. Гевко І.Б., Лещук Р.Я. Розмірний аналіз шарнірного з'єднання гвинтових елементів подаючих механізмів. // Вісник Харківського державного технічного університету сільського господарства, №3, Харків, 2003. С. 376-379.

Одержано 25.05.2004 р.