

4. Омельченко В.П. Практические занятия по высшей математике / В.П. Омельченко, Э.В. Курбатова. – Ростов-на-Дону: Феникс, 2006. – 350 с.
5. Испытания сельскохозяйственной техники. Машины посевные. Программа и методика испытаний. ОСТ 70.5.1-82. – М.: Техника, 1982. – 159 с.

В статье представлена методика проведения исследований пневмомеханического высевного аппарата с резервным дозатором для выявления основных показателей надежности работы предложенного высевного аппарата.

Пневмомеханический высевной аппарат, установка, точный сев, семена, дозирование.

The paper presented a method of conducting research of a pneumatic sowing apparatus with a reserve doser to identify the main indicators of reliability of work of the proposed sowing apparatus.

Pneumomechanic sowing apparatus, experimental setup, exact seeding, seed, seeding, dosage.

УДК 631.361.022

УТОЧНЕНА МОДЕЛЬ ДИНАМІКИ РУХУ МОЛОТИЛЬНОГО БАРАБАНА ЗЕРНОЗБИРАЛЬНОГО КОМБАЙНА

***В.С. Ловейкін, доктор технічних наук
Ю.В. Човнюк, кандидат технічних наук
А.П. Ляшко, аспірантка****

Представлені уточнене дослідження динаміки руху молотильного барабана зернозбирального комбайна. Дослідження проводилися для двох випадків зміни приводного моменту: постійний момент приводного механізму; параболічна зміна моменту. Встановлено залежність амплітуди коливань швидкості молотильного барабана від жорсткості приводу.

Молотильний барабан, привод, жорсткість, швидкість, динаміка.

Постановка проблеми. Привод молотильного барабана зернозбирального комбайна є складною системою. Комбайнер під час комбайнування обирає оптимальну швидкість обмолоту залежно від виду культури, вологості зерна, рельєфу поля, біологічних особливостей культури.

*Науковий керівник – доктор технічних наук В.С. Ловейкін

© В.С. Ловейкін, Ю.В. Човнюк, А.П. Ляшко, 2014

У ДВЗ зернозбирального комбайна під час роботи виникають вібрації, які через пасові передачі передаються на молотильний барабан. В свою чергу, так як молотильний барабан найчастіше виконується відкритого типу, то під час обмолоту усередину барабана потрапляє зерно, рослинні рештки, пил та ґрунт, що призводить до їхнього нерівномірного накопичення на билах та підбильниках. Все це призводить до незбалансованості молотильного барабана і, як наслідок, до неприпустимої його вібрації, яка додається до вібрації від ДВЗ. Ці вібрації передаються на підшипники і корпус комбайна, що зменшує його надійність роботи, та погіршує якість процесу обмолоту.

Все це є небажаним, оскільки приводить до зниження надійності роботи молотильного барабана, погіршення якості процесу обмолоту, а також збільшенню енергетичних витрат.

Тому в даній роботі в основу теоретичних досліджень покладено вирішення задач пов'язаних з дослідженням впливу коливань на роботу молотильного барабана.

Аналіз останніх досліджень. Питанням дослідження динаміки руху молотильного барабана, а також опису рівнянь процесу обмолоту та сепарації присвячені праці В.П. Горячкіна, Е.І. Ліпковича, В.Г. Антіпіна. У роботі [1] В.В. Радін, С.В. Куручук та М.С. Гнутов отримали рівняння неголономного зв'язку другого порядку, яке проявляє свої властивості при вмиканні лєніксно́ї передачі в приводі молотарки зернозбирального комбайна. Авторами було виділено три фази роботи лєніксно́ї передачі при вмиканні, і для кожної фази отримані рівняння зв'язку. Загальне рівняння зв'язків об'єднує всі ці фази. У даній роботі автори вивели рівняння, проте не дослідили вплив параметрів привода на динаміку руху молотильного барабана. У роботі [2] Алферов дослідив випадки розгону, вибігу, забивання і нормальної роботи молотильного барабана та рівняння руху молотильного барабана. Тут наведені графіки, з яких можна визначити оптимальний момент інерції молотильного барабана, задаючи при цьому середню частоту максимального зовнішнього навантаження і допустиму з технологічних вимог величину падіння кутової швидкості.

В роботі [3] розглянуті методи динамічного розрахунку машин. Основна увага приділена дослідженню математичних моделей динамічних систем. Приведені методи спрощення динамічних моделей і прості лінійні і нелінійні модулі, які дають змогу скласти математичну модель машини по структурній схемі. Проте динаміка руху молотильного барабана не досліджена.

Метою є дослідження динаміки руху молотильного барабана зернозбирального комбайна.

Результати досліджень. Для дослідження динаміки руху молотильного барабана зернозбирального комбайна розроблена динамічна модель (рис. 1), яка представляє собою двомасову динамічну модель. В цій моделі за узагальнені координати прийняті кутові координати першої і другої мас.

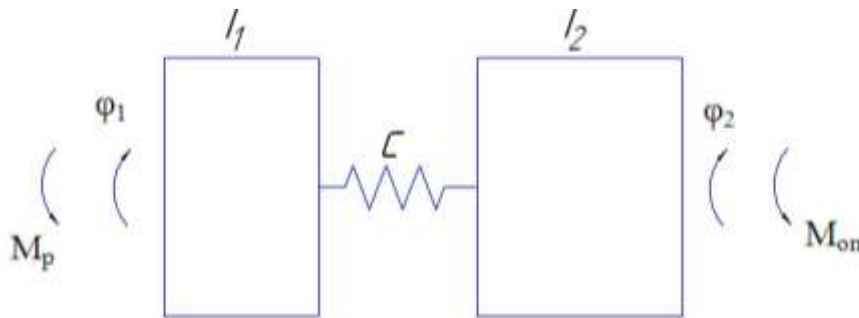


Рис. 1. Динамічна модель приводного механізму молотильного барабана.

В даній моделі φ_1 – кутова координата двигуна, зведена до вісі повороту барабана; φ_2 – кутова координата молотильного барабана; J_1 і J_2 – моменти інерції, відповідно двигуна і барабана, зведені до вісі повороту барабана; c – жорсткість приводного механізму, зведена до вісі повороту барабана; M_p – рушійний момент, зведений до вісі повороту барабана; $M_{оп}$ – момент опору на барабані.

На основі цієї динамічної моделі складені рівняння руху, які представлені нижче:

$$\begin{cases} J_1 \cdot \ddot{\varphi}_1 = M_p - c \cdot (\varphi_1 - \varphi_2); \\ J_2 \cdot \ddot{\varphi}_2 = c \cdot (\varphi_1 - \varphi_2) - M_{оп}. \end{cases} \quad (1)$$

Для розв'язання рівнянь руху (1) розглянемо три випадки зміни приводного моменту:

1. Постійний момент приводного механізму. $M_p = const$.

2. Параболічна зміна моменту приводного механізму $M_p = A_1 \cdot \dot{\varphi}_1^2 + A_2 \cdot \dot{\varphi}_1 + A_3$, де A_1 , A_2 , A_3 – постійні коефіцієнти, які визначаються з крайових значень рушійного моменту механічної характеристики приводного механізму та кутової швидкості.

3. Кубічна зміна моменту приводного механізму $M_p(\dot{\varphi}_1) = \tilde{A}_1 \cdot \dot{\varphi}_1^3 + \tilde{A}_2 \cdot \dot{\varphi}_1^2 + \tilde{A}_3 \cdot \dot{\varphi}_1 + \tilde{A}_4$, де A_1 , A_2 , A_3 , A_4 – постійні коефіцієнти, які визначаються з крайових значень рушійного моменту механічної характеристики приводного механізму та кутової швидкості.

Для цих трьох випадків розв'яжемо попередньо систему рівнянь (1).

Розв'язок математичної моделі та побудова графіків для постійного моменту приводного механізму. В першому випадку, в

процесі пуску рушійний момент M_p більший за момент опору $M_{оп}$, а після часу t_p (час розгону) рушійний момент стає рівним моменту опору (це демонструє графік зміни моментів (рис. 2)).

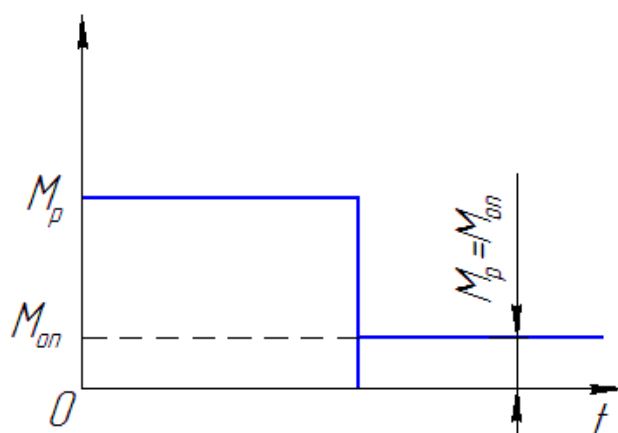


Рис. 2. Графік зміни моменту опору і рушійного моменту від часу.

В даному випадку процес руху молотильного барабана здійснюється в два етапи. На першому етапі руху рушійний момент перевищує момент опору. Після періоду часу t_p , коли рушійний момент стає рівний моменту опору, настає другий етап, на якому рушійний момент дорівнює моменту опору.

Розв'яжемо рівняння руху (1) для першого і другого етапів.

Перший етап. На цьому етапі загальні розв'язки кутової координати двигуна та її похідні мають вигляд:

$$\begin{aligned}\varphi_1 &= \frac{a_2}{2} \cdot t^2 + \left(\frac{J_2}{c} \cdot a_2 - a_1 + \frac{M_{оп}}{c} \right) + a_1 \cdot \cos kt \cdot \left[1 - \frac{J_2}{c} \cdot k^2 \right]; \\ \dot{\varphi}_1 &= a_2 \cdot t - a_1 \cdot k \cdot \sin kt \cdot \left[1 - \frac{J_2}{c} \cdot k^2 \right]; \\ \ddot{\varphi}_1 &= a_2 - a_1 \cdot k^2 \cdot \cos kt \cdot \left[1 - \frac{J_2}{c} \cdot k^2 \right].\end{aligned}\tag{2}$$

Координата молотильного барабана та її похідні:

$$\begin{aligned}\varphi_2 &= a_1 \cdot (\cos kt - 1) + \frac{a_2}{2} \cdot t^2; \\ \dot{\varphi}_2 &= -a_1 \cdot k \cdot \sin kt + a_2 \cdot t; \\ \ddot{\varphi}_2 &= -a_1 \cdot k^2 \cdot \cos kt + a_2; \\ \ddot{\ddot{\varphi}}_2 &= a_1 \cdot k^3 \cdot \sin kt.\end{aligned}\tag{3}$$

Під час розв'язку рівнянь руху було проведені такі заміни:

$$k = \sqrt{\frac{J_1 + J_2}{J_1 \cdot J_2}}; a_1 = \frac{M_{оп}}{J_2 \cdot k^2} + \frac{a_2}{k^2}; a_2 = \frac{M_p - M_{оп}}{k^2 J_1 \cdot J_2} \cdot c.$$

Коли молотильний барабан набере потрібної швидкості, рівняння його руху зміняться. Після часу t_p (часу розгону) рушійний момент буде дорівнювати моменту опору (рис. 2).

Кінематичні характеристики руху молотильного барабана матимуть вигляд:

$$\begin{aligned}\varphi_2 &= a_3 \cdot (\cos kt - 1); \\ \dot{\varphi}_2 &= -a_3 \cdot k \cdot \sin kt; \\ \ddot{\varphi}_2 &= -a_3 \cdot k^2 \cdot \cos kt; \\ \ddot{\varphi}_2 &= a_3 \cdot k^2 \cdot \sin kt,\end{aligned}\tag{4}$$

а залежності характеристик руху двигуна після часу t_p :

$$\begin{aligned}\varphi_1 &= a_3 \cdot \cos kt \cdot \left(1 - \frac{J_2}{c} \cdot k^2\right) + \frac{M_{on}}{c} - a_3; \\ \dot{\varphi}_1 &= -a_3 \cdot k \cdot \sin kt \cdot \left(1 - \frac{J_2}{c} \cdot k^2\right); \\ \ddot{\varphi}_1 &= -a_3 \cdot k^2 \cdot \cos kt \cdot \left(1 - \frac{J_2}{c} \cdot k^2\right).\end{aligned}\tag{5}$$

Для знаходження цих залежностей була проведена заміна:

$$a_3 = \frac{M_{on}}{J_2 \cdot k^2}.$$

Рівняння (2)–(5) можна вирішити за допомогою пакету Mathematica. Для комбайна з параметрами: $J_1=10,82 \text{ кгм}^2$; $J_2=5,22 \text{ кгм}^2$; $M_p=433 \text{ Нм}$; $M_{on}=173,3 \text{ Нм}$. Для першого випадку були побудовані графіки залежності швидкостей молотильного барабана від часу (рис. 3). Залежно від зміни жорсткості приводного механізму, амплітуда коливання швидкості молотильного барабана змінюватиметься не значно (рис. 3).

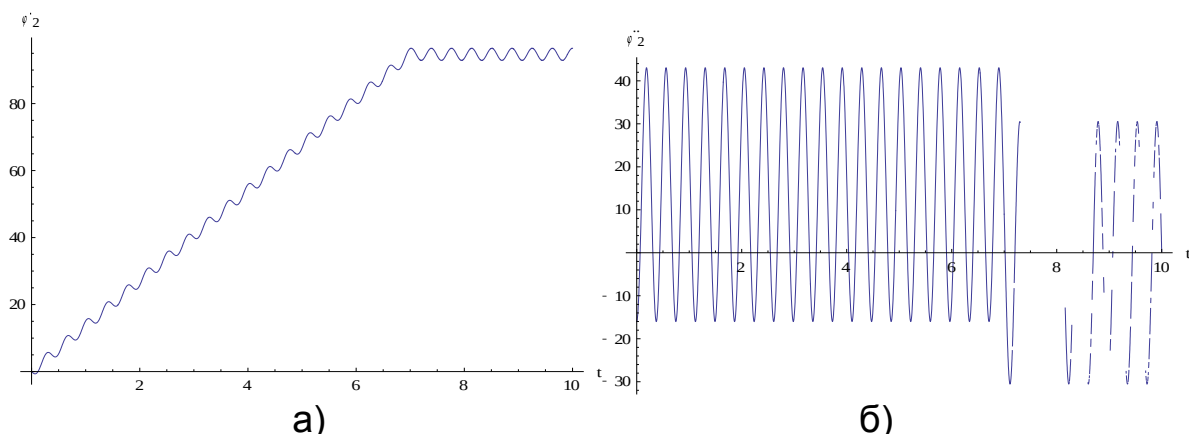


Рис. 3. Графіки залежності кутової швидкості (а) та прискорення (б) молотильного барабана від часу для постійного моменту приводного механізму для колової швидкості поверхні бил 30 м/с.

Зведемо рівняння (1) до даного вигляду, поділивши перше рівняння системи на I_1 , друге – на I_2 :

$$\begin{cases} \ddot{\varphi}_1 = \frac{M_p}{J_1} - \frac{c}{J_1} \cdot (\varphi_1 - \varphi_2); \\ \ddot{\varphi}_2 = \frac{c}{J_2} \cdot (\varphi_1 - \varphi_2) - \frac{M_{on}}{J_2}. \end{cases} \quad (6)$$

Віднімемо від першого рівняння системи (6) друге, тоді:

$$\ddot{\varphi}_1 - \ddot{\varphi}_2 = \frac{M_p}{J_1} + \frac{M_{on}}{J_2} - \left(\frac{c}{J_1} + \frac{c}{J_2} \right) \cdot (\varphi_1 - \varphi_2).$$

Позначимо $\psi = \varphi_1 - \varphi_2$, тоді:

$$\ddot{\psi} + c \cdot \left(\frac{I_1 + I_2}{I_1 \cdot I_2} \right) \cdot \psi = \frac{M_p}{J_1} + \frac{M_{on}}{J_2}.$$

Позначимо $\frac{c \cdot (I_1 + I_2)}{I_1 \cdot I_2} = \Omega^2$.

$$\ddot{\psi} + \Omega^2 \cdot \psi = \frac{M_p}{J_1} + \frac{M_{on}}{J_2}. \quad (7)$$

Розв'яжемо рівняння (7) для етапу пуску ($M_p = \text{const}$; $M_{on} = \text{const}$; $M_p > M_{on}$).

$$\psi = A \cdot \sin \Omega t + B \cdot \cos \Omega t + \left(\frac{M_p}{I_1} + \frac{M_{on}}{I_2} \right) \cdot \frac{1}{\Omega^2}.$$

Початкові умови: $\psi|_{t=0} = \dot{\psi}|_{t=0} = 0$. Звідси:

$$\begin{cases} B + \left(\frac{M_p}{I_1} + \frac{M_{on}}{I_2} \right) \cdot \frac{1}{\Omega^2} = 0 \Rightarrow B = - \left(\frac{M_p}{I_1} + \frac{M_{on}}{I_2} \right) \cdot \frac{1}{\Omega^2}; \\ A = 0. \end{cases}$$

Отже розв'язок (7) має вид:

$$\psi = \left(\frac{M_p}{I_1} + \frac{M_{on}}{I_2} \right) \cdot \frac{2}{\Omega^2} \cdot \sin^2 \left(\frac{\Omega t}{2} \right) \quad (8)$$

Амплітуда коливань:

$$\psi_0 = \frac{2}{\Omega^2} \cdot \left(\frac{M_p}{I_1} + \frac{M_{on}}{I_2} \right).$$

Отже у цьому випадку виникають «биття» ψ , з амплітудою ψ_0 , які досягають максимум (ψ_0) в момент часу $t_n = \frac{\pi \cdot (2n-1)}{\Omega}$, $n=1, 2, 3, 4, \dots$.

Тобто такий режим функціонування системи не вигідний.

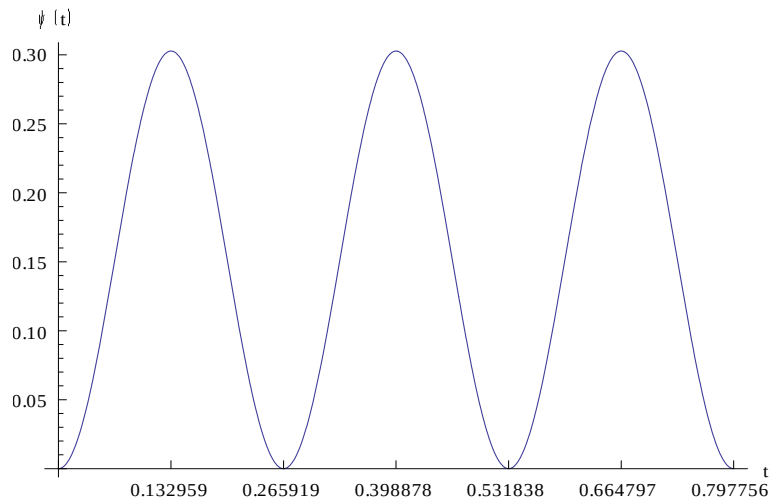


Рис. 4. Залежність різниці кутових координат молотильного барабана та двигуна від часу.

Розв'язок математичної моделі для параболічної зміни приводного моменту механізму. В даному випадку приводний момент змінюється за параболічною залежністю (рис. 5):

$$M_p = A_1 \cdot \dot{\phi}_1^2 + A_2 \cdot \dot{\phi}_1 + A_3. \quad (9)$$

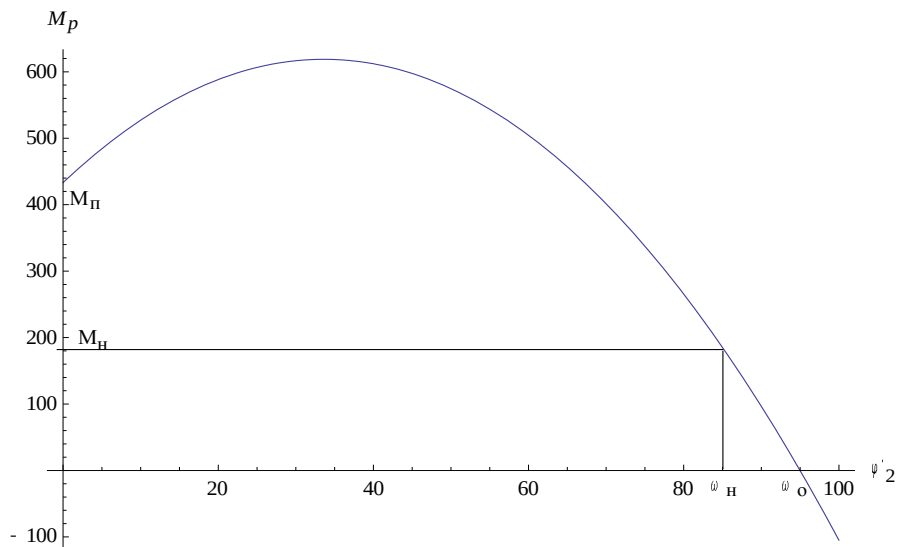


Рис. 5. Параболічна зміна приводного моменту механізму.

При параболічній зміні приводного моменту константи A_1 , A_2 , A_3 знаходяться з умов:

$$M_p|_{\omega=0} = M_n; M_p|_{\omega=\omega_n} = M_n; M_p|_{\omega=\omega_o} = 0; .$$

Виходячи з крайових умов матимемо систему рівнянь:

$$\begin{cases} A_3 = M_n; \\ A_1 \omega_n^2 + A_2 \omega_n + A_3 = M_n; \\ A_1 \omega_o^2 + A_2 \omega_o + A_3 = 0. \end{cases} \quad (10)$$

Розв'язавши дану систему методом підстановки, отримуємо:

$$A_1 = -\frac{M_n(1-\omega_n/\omega_o)-M_n}{\omega_n(\omega_o-\omega_n)}; \quad A_2 = \frac{M_n}{\omega_o} - \frac{M_n(1-\omega_n/\omega_o)-M_n}{\omega_n(\omega_o-\omega_n)}; \quad A_3 = M_n. \quad (11)$$

Таким чином, маємо параболічний по ω_o закон $M_p(\omega_o)$:

$$M_p(\omega) \equiv M_p(\dot{\phi}_1) = -\frac{M_n(1-\omega_n/\omega_o)-M_n}{\omega_n(\omega_o-\omega_n)} \cdot \dot{\phi}_1^2 + \left(\frac{M_n}{\omega_o} - \frac{M_n(1-\omega_n/\omega_o)-M_n}{\omega_n(\omega_o-\omega_n)} \right) \cdot \dot{\phi}_1 + M_n. \quad (12)$$

Розв'язуємо рівняння (1) з урахуванням залежності (12) за допомогою пакету Mathematica і будуємо графіки залежності кутової швидкості молотильного барабана від часу для швидкості обмолоту 30 м/с (рис. 6).

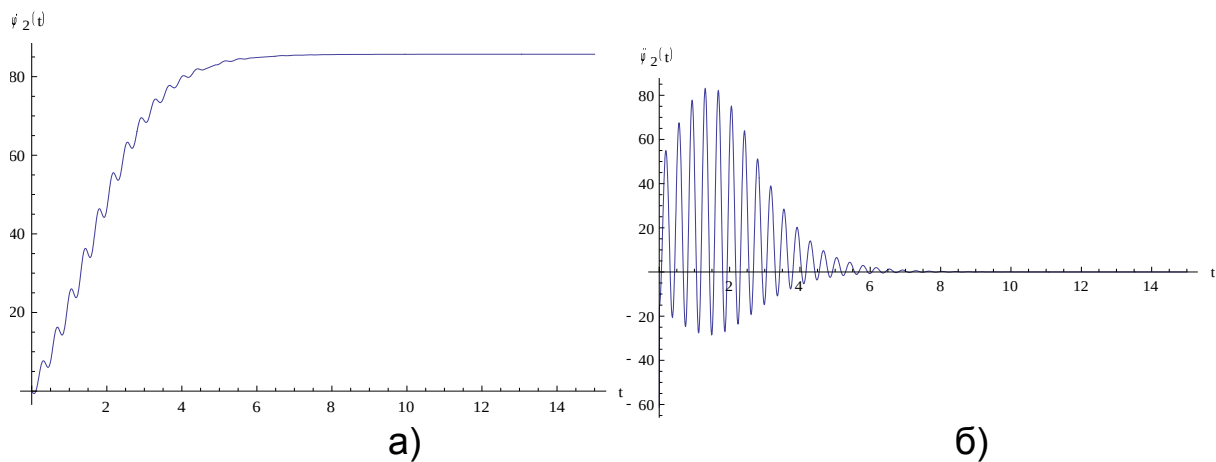


Рис. 6. Графіки залежності кутової швидкості (а) та прискорення (б) молотильного барабана від часу для параболічної зміни приводного моменту механізму для колової швидкості поверхні бил 30 м/с (жорсткість 1000 Н/м).

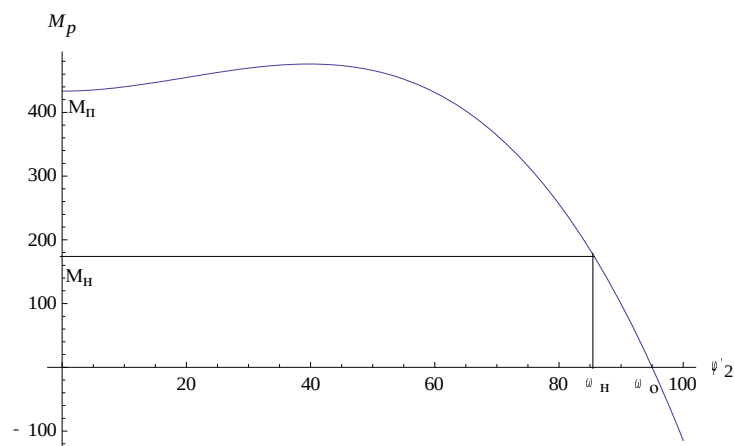


Рис. 7. Кубічна зміна приводного моменту механізму.

Розв'язок математичної моделі для кубічної зміни приводного моменту механізму. Цікавішим є кубічний поліном по $\dot{\phi}_1$. Він

задовольняє умовам «гладкості» зміни функції $M_p(\omega) \equiv M_p(\dot{\phi}_1)$ на початку руху (при $\omega = \dot{\phi}_1 = 0$). Тобто:

$$M_p(\dot{\phi}_1) = \tilde{A}_1 \cdot \dot{\phi}_1^3 + \tilde{A}_2 \cdot \dot{\phi}_1^2 + \tilde{A}_3 \cdot \dot{\phi}_1 + \tilde{A}_4. \quad (13)$$

Умови знаходження констант у виразі (13):

$$M_p|_{\dot{\phi}_1=0} = M_n; \left. \frac{dM_p}{d\dot{\phi}_1} \right|_{\dot{\phi}_1=0} = 0; M_p|_{\dot{\phi}_1=\omega_n} = M_n; M_p|_{\dot{\phi}_1=\omega_o} = 0. \quad (14)$$

З (11) отримуємо систему рівнянь:

$$\begin{cases} \tilde{A}_4 = M_n; \\ \tilde{A}_3 = 0; \\ \tilde{A}_1 \cdot \omega_n^3 + \tilde{A}_2 \cdot \omega_n^2 + \tilde{A}_3 \cdot \omega_n + \tilde{A}_4 = M_n; \\ \tilde{A}_1 \cdot \omega_o^3 + \tilde{A}_2 \cdot \omega_o^2 + \tilde{A}_3 \cdot \omega_o + \tilde{A}_4 = 0. \end{cases}$$

Розв'яжемо систему рівнянь методом підстановки:

$$\tilde{A}_1 = \frac{M_n \cdot (1 - \omega_n^2 / \omega_o^2) - M_n}{\omega_n^2 \cdot (\omega_n - \omega_o)}; \tilde{A}_2 = -\frac{M_n}{\omega_o^2} - \frac{M_n \cdot (1 - \omega_n^2 / \omega_o^2) - M_n}{\omega_n^2 \cdot (\omega_n - \omega_o)} \cdot \omega_o; \tilde{A}_3 = 0; \tilde{A}_4 = M_n.$$

Таким чином, маємо кубічний поліном по $\dot{\phi}_1$ типу:

$$M_p(\dot{\phi}_1) = \frac{M_n \cdot (1 - \omega_n^2 / \omega_o^2) - M_n}{\omega_n^2 \cdot (\omega_n - \omega_o)} \cdot \dot{\phi}_1^3 - \left(\frac{M_n}{\omega_o^2} + \frac{M_n \cdot (1 - \omega_n^2 / \omega_o^2) - M_n}{\omega_n^2 \cdot (\omega_n - \omega_o)} \cdot \omega_o \right) \cdot \dot{\phi}_1^2 + M_n. \quad (15)$$

Константи M_n , M_p , ω_n , ω_o , задаються.

Розв'язуємо рівняння (1) з урахуванням залежності (15) для кубічної зміни приводного моменту, за допомогою пакету Mathematica і будуємо графіки залежності кутової швидкості та прискорення молотильного барабана від часу для швидкості обмолоту 30 м/с (рис. 8).

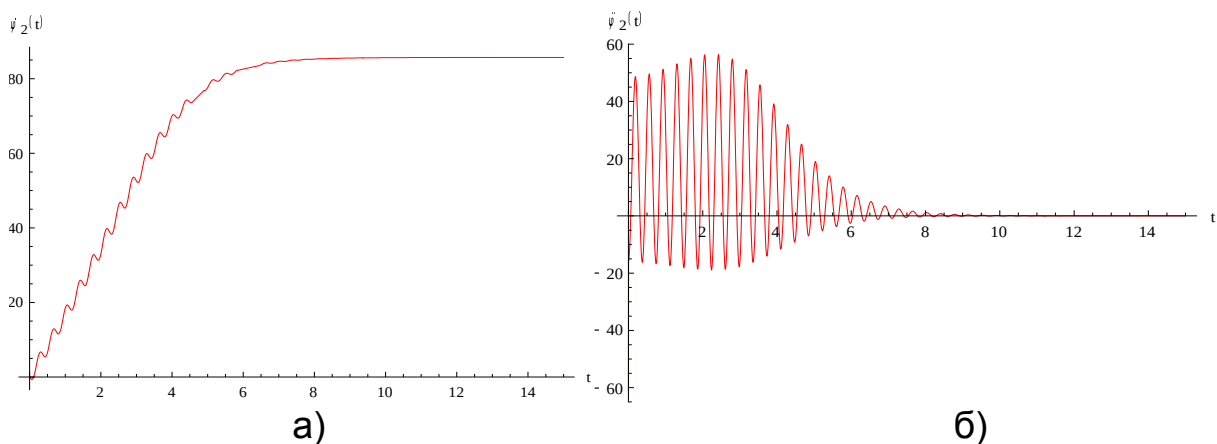


Рис. 8. Графіки залежності кутової швидкості (а) та прискорення (б) молотильного барабана від часу для кубічної зміни приводного моменту механізму для колової швидкості поверхні бил 30 м/с (жорсткість 1000 Н/м).

Висновок. Проаналізувавши ці графіки можна помітити, що мають місце коливання кутової швидкості та прискорення молотильного барабана. Всі ці коливання є небажаними, адже вони призводять до виникнення вібрацій молотильного барабана, що передаються на привод і всю конструкцію молотильного пристрою, підшипники і самого комбайнера. Встановлено, що збільшення жорсткості приводного механізму збільшує частоту коливань кутової швидкості та прискорення молотильного барабана. Також встановлено, що при постійному моменті приводного моменту виникають «биття» і тому такий режим функціонування не вигідний. Рух молотильного барабана буде стійкішими при параболічній або ж кубічній зміні приводного моменту механізму. При цьому коливання кутової швидкості та прискорення молотильного барабана є меншими ніж при постійному моменті приводного механізму.

Список літератури

1. *Радин В.В.* К вопросу о неголономной связи в приводе молотильного барабана зерноуборочного комбайна в режиме разгона / *В.В. Радин, С.В. Курчук, М.С. Гнутов* // Вестник ДГТУ. – 2008. – Т. 8. – С. 317.
2. *Алфёров С.А.* Исследование динамики привода зерноуборочного комбайна / *С.А. Алфёров* // Земледельческая механика. – М., 1966. – Т. IX. – С. 4–21.
3. *Кожевников С.Н.* Динамика нестационарных процессов в машинах / *С.Н. Кожевников*. – К.: Наукова думка, 1986. – 288 с.
4. *Збігнєв К.* Визначення масового моменту барабана зернозбирального комбайна / *Збігнєв К., Томаш З.* // Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. – К., 2011. – Вип. 166, ч. 3. – С. 164–170.
5. *Бойко А.І.* Динаміка зміни рівня надійності підсистем зернозбиральних комбайнів в нестабільних умовах експлуатації і обслуговування / *А.І. Бойко, К.М. Думенко* // Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. – К., 2010. – Вип. 144, ч. 2. – С. 84–88.
6. *Липкович Э.И.* Аналитические основы исследования процесса обмолота и сепарации зерна молотильным аппаратом зерноуборочного комбайна / *Э.И. Липкович* // Земледельческая механика. – М., 1971. – Т. XIII. – С. 225–236.

Представлены исследования динамики движения молотильного барабана зерноуборочного комбайна. Исследования проводились для двух случаев изменения приводного момента: постоянный момент приводного механизма; параболического изменение момента. Установлена зависимость амплитуды колебаний скорости молотильного барабана и двигателя от жесткости привода.

Молотильный барабан, привод, жесткость, скорость, динамика.

The research of dynamic motion in threshing drum of combine harvester is conducted. The research was conducted for two cases of change the drive point: constant moment of drive mechanism; parabolic changing moment. The dependence of vibration amplitude of speed in the threshing drum and the engine from drive stiffness is established.

Threshing drum, drive, stiffness, speed, dynamic.

УДК 538.21.3

ВИЗНАЧЕННЯ МІЦНОСТІ СТАЛЕФІБРОБЕТОННИХ ТРУБ З ВРАХУВАННЯМ ПРУЖНО-ПЛАСТИЧНОЇ РОБОТИ РОЗТЯГНУТОЇ ЗОНИ

М.О. Давиденко, кандидат технічних наук

У статті приведені пропозиції щодо розрахунку міцності сталефібробетонних труб та оцінці напружено-деформованого стану прямокутних перерізів фібробетонних елементів на основі діаграми Прандтля.

Міцність, елемент, армування, базальт, фібра.

Постановка проблеми. Висока трудомісткість виготовлення залізобетонних труб, пов'язана з установкою подвійних стрижневих каркасів, необхідних для сприйняття двозначних згинаючих моментів.

Аналіз останніх досліджень. Складність забезпечення необхідної товщини захисного шару бетону робочої арматури, низьке погонне навантаження за тріщиностійкістю в порівнянні з погонним навантаженням за міцністю, зниження експлуатаційного ресурсу залізобетонних труб [1] ставлять завдання виготовлення труб Ø 400-600 мм (рис. 1) із сталефібробетону без стрижневого армування [2]. Проведені дослідження [2] показали досить рівномірний розподіл сталевих фібри за обсягом бетону в зламі стінки сталефібробетонної труби.

Мета досліджень. Нижче наведено пропозиції щодо розрахунку міцності сталефібробетонних труб і оцінки напружено-деформованого стану прямокутних перерізів фібробетонних елементів на основі діаграми Прандтля.

© М.О. Давиденко, 2014