

УДК 677.055

ЧАБАН В.В., КОРОБЧЕНКО Є.О.

Київський національний університет технологій та дизайну

**ДИНАМІЧНІ НАВАНТАЖЕННЯ ТОВАРОПРИЙОМНОГО
МЕХАНІЗМУ, ЗУМОВЛЕНІ ГАЛЬМУВАННЯМ
КРУГЛОВ'ЯЗАЛЬНОЇ МАШИНИ**

Мета. Розробка методу дослідження динаміки гальмування товароприйомного механізму круглов'язальної машини.

Методика. Використані сучасні методи теоретичних досліджень, що базуються на теорії динаміки механічних систем з пружними в'язями.

Результати. Розроблено метод дослідження динаміки гальмування товароприйомного механізму круглов'язальної машини, що дозволяє оцінити його динамічні навантаження, зумовлені гальмуванням. В результаті виконаних досліджень встановлено, що при гальмуванні круглов'язальної машини в її механізмах, зокрема в товароприйомному механізмі, виникають динамічні навантаження, що значно перевищують навантаження, які діють в момент її пуску, і цю обставину необхідно враховувати при проектуванні круглов'язальних машин. На основі теоретичних досліджень розроблено інженерний метод знаходження максимальних динамічних навантажень, що виникають в товароприйомному механізмі під час гальмування круглов'язальної машини.

Наукова новизна. Розроблено метод дослідження динаміки гальмування товароприйомного механізму круглов'язальної машини.

Практична значимість. Розроблено алгоритм та інженерний метод знаходження максимальних динамічних навантажень, що виникають в товароприйомному механізмі під час гальмування круглов'язальної машини.

Ключові слова: круглов'язальна машина, товароприйомний механізм, динаміка товароприйомного механізму, гальмування круглов'язальної машини, динамічні навантаження, зумовлені гальмуванням.

Вступ. Недоліком відомих досліджень динаміки товароприйомних механізмів круглов'язальних машин є відсутність або недосконалість досліджень процесу їх гальмування [1-3], що знижує ефективність їх використання. Проблема підвищення ефективності роботи круглов'язальних машин за рахунок удосконалення товароприйомних механізмів може бути вирішена шляхом удосконалення методу досліджень динаміки їх гальмування та розробки нових конструкцій механізмів, що забезпечують стабільність процесу відтягнення та накатування полотна.

Постановка завдання. Враховуючи актуальність питання підвищення ефективності роботи товароприйомних механізмів круглов'язальних машин, завданням досліджень стала розробка методу дослідження динаміки гальмування товароприйомного механізму круглов'язальної машини та створення на його основі інженерного методу знаходження максимальних динамічних навантажень, що виникають в товароприйомному механізмі під час гальмування круглов'язальної машини.

Результати дослідження. Аналізуючи конструкції товароприйомних механізмів та приводів круглов'язальних машин [2-4], приходимо до висновку, що в якості динамічної моделі їх гальмування доцільно використовувати чотиримасову модель з розгалуженням ведених мас (рис. 1).

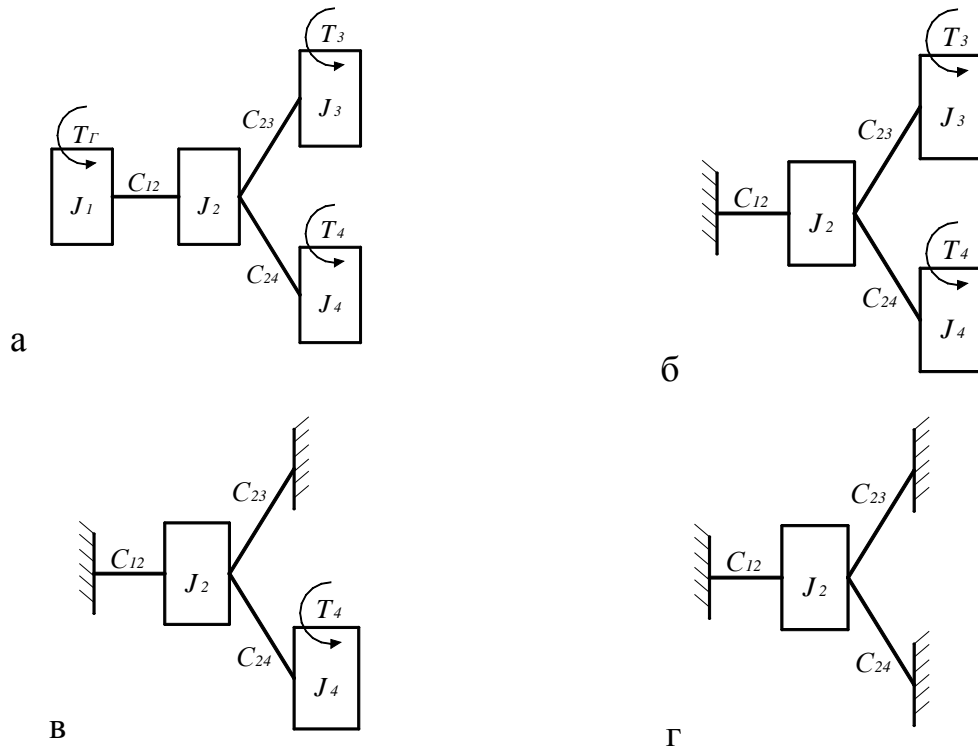


Рис. 1. Динамічна модель круглов'язальної машини типу КО:

а - перший етап гальмування; б - другий етап гальмування; в - третій етап гальмування; г - четвертий етап гальмування; T_r - гальмовий момент, прикладений до ротора електродвигуна (тут і далі приведені значення); T_3 - момент сил опору механізму в'язання; T_4 - момент сил опору механізму товароприйому; J_1 - сумарний момент інерції ротора електродвигуна і ведучого шківів пасової передачі; J_2 - сумарний момент інерції веденого шківів пасової передачі і зубчастої передачі; J_3 - момент інерції обертових мас механізму в'язання; J_4 - момент інерції обертових мас механізму товароприйому; C_{12} - жорсткість пасів пасової передачі; C_{23} - жорсткість ділянки вертикального приводного вала, що передає рух механізму в'язання; C_{24} - жорсткість ділянки вертикального приводного вала, що передає рух механізму товароприйому

Як відомо [5], максимальні динамічні навантаження в пружних ланках і, відповідно, в механізмах виникають у початковий момент гальмування машини, тобто при першому етапі гальмування. Тому подальші дослідження динаміки гальмування круглов'язальної машини будемо розглядати для цього етапу.

Початкові умови першого етапу гальмування наступні [4, 5]: при $t=0$ $T_{(12)0}=T_3+T_4$; $\dot{T}_{(12)0}=0$; $T_{(23)0}=T_3$; $\dot{T}_{(23)0}=0$; $T_{(24)0}=T_4$; $\dot{T}_{(24)0}=0$

Рівняння руху обертальних мас круглов'язальної машини для першого етапу гальмування (рис. 1, а) мають вид:

$$J_1\ddot{\varphi}_1 = T_r + T_{12}; J_2\ddot{\varphi}_2 = -T_{12} + T_{23} + T_{24}; J_3\ddot{\varphi}_3 = -T_{23} + T_3; J_4\ddot{\varphi}_4 = -T_{24} + T_4, \quad (1)$$

де T_{12} , T_{23} , T_{24} - моменти, що виникають при гальмуванні у відповідних пружних в'язях привода C_{12} , C_{23} , C_{24} ,

$$T_{12} = C_{12}(\varphi_1 - \varphi_2); T_{23} = C_{23}(\varphi_2 - \varphi_3); T_{24} = C_{24}(\varphi_2 - \varphi_4); \quad (2)$$

φ_1 , φ_2 , φ_3 , φ_4 - кути повороту відповідних мас.

Підставляючи параметри $\ddot{\varphi}_1, \ddot{\varphi}_2, \ddot{\varphi}_3, \ddot{\varphi}_4$, отримані з рівнянь (1), у вирази $\ddot{T}_{12} = C_{12}(\ddot{\varphi}_1 - \ddot{\varphi}_2)$, $\ddot{T}_{23} = C_{23}(\ddot{\varphi}_2 - \ddot{\varphi}_3)$, $\ddot{T}_{24} = C_{24}(\ddot{\varphi}_2 - \ddot{\varphi}_4)$, знаходимо:

$$\begin{aligned}\ddot{T}_{12} &= \frac{C_{12}}{J_1 J_2} [(J_1 + J_2)T_{12} - J_1 T_{23} - J_1 T_{24} + J_2 T_G]; \\ \ddot{T}_{23} &= \frac{C_{23}}{J_2 J_3} [-J_3 T_{12} + (J_2 + J_3)T_{23} + J_3 T_{24} - J_2 T_3]; \\ \ddot{T}_{24} &= \frac{C_{24}}{J_2 J_4} [-J_4 T_{12} + J_4 T_{23} + (J_2 + J_4)T_{24} - J_2 T_4].\end{aligned}\quad (3)$$

Рішення рівнянь (3) T_{ij} може бути представлено сумою загального рішення однорідних рівнянь Y_{ij} і частинного рішення неоднорідних рівнянь a_{ij} : $T_{ij} = Y_{ij} + a_{ij}$. (4)

Частинне рішення a_{ij} визначається, використовуючи систему рівнянь (3):

$$\begin{aligned}(J_1 + J_2)a_{12} - J_1 a_{23} - J_1 a_{24} &= -J_2 T_G; \\ -J_3 a_{12} + (J_2 + J_3)a_{23} + J_3 a_{24} &= J_2 T_3; \\ -J_4 a_{12} + J_4 a_{23} + (J_2 + J_4)a_{24} &= J_2 T_4.\end{aligned}\quad (5)$$

Тоді [6]:
$$a_{12} = \frac{\Delta a_{12}}{\Delta a}; a_{23} = \frac{\Delta a_{23}}{\Delta a}; a_{24} = \frac{\Delta a_{24}}{\Delta a}, \quad (6)$$

де

$$\Delta a = \begin{vmatrix} (J_1 + J_2) & -J_1 & -J_1 \\ -J_3 & (J_2 + J_3) & J_3 \\ -J_4 & J_4 & (J_2 + J_4) \end{vmatrix}; \quad (7)$$

$$\Delta a_{12} = \begin{vmatrix} -J_2 T_G & -J_1 & -J_1 \\ J_2 T_3 & (J_2 + J_3) & J_3 \\ J_2 T_4 & J_4 & (J_2 + J_4) \end{vmatrix}; \quad (8)$$

$$\Delta a_{23} = \begin{vmatrix} (J_1 + J_2) & -J_2 T_G & -J_1 \\ -J_3 & J_2 T_3 & J_3 \\ -J_4 & J_2 T_4 & (J_2 + J_4) \end{vmatrix}; \quad (9)$$

$$\Delta a_{24} = \begin{vmatrix} (J_1 + J_2) & -J_1 & -J_2 T_G \\ -J_3 & (J_2 + J_3) & J_2 T_3 \\ -J_4 & J_4 & J_2 T_4 \end{vmatrix}. \quad (10)$$

Частотне рівняння, що описує вільні коливання мас системи, має вид [5]:

$$\begin{aligned}\beta^6 - (C_{12} \frac{J_1 + J_2}{J_1 J_2} + C_{23} \frac{J_2 + J_3}{J_2 J_3} + C_{24} \frac{J_2 + J_4}{J_2 J_4})\beta^4 + \\ + (C_{12} C_{24} \frac{J_1 + J_2 + J_4}{J_1 J_2 J_4} + C_{12} C_{23} \frac{J_1 + J_2 + J_3}{J_1 J_2 J_3} + C_{23} C_{24} \frac{J_2 + J_3 + J_4}{J_2 J_3 J_4})\beta^2 - \\ - (C_{12} C_{23} C_{24} \frac{J_1 + J_2 + J_3 + J_4}{J_1 J_2 J_3 J_4}) = 0.\end{aligned}\quad (11)$$

Розв'язуючи рівняння (11) по методу Кардана [6], знаходимо частоти коливання мас β_1, β_2 і β_3 .

Тоді розв'язок рівнянь (3) можна представити у виді:

$$\left. \begin{aligned} T_{12} &= A_{(12)1} \cos \beta_1 t + A_{(12)2} \cos \beta_2 t + A_{(12)3} \cos \beta_3 t + \\ &+ B_{(12)1} \sin \beta_1 t + B_{(12)2} \sin \beta_2 t + B_{(12)3} \sin \beta_3 t + a_{12}; \\ T_{23} &= A_{(23)1} \cos \beta_1 t + A_{(23)2} \cos \beta_2 t + A_{(23)3} \cos \beta_3 t + \\ &+ B_{(23)1} \sin \beta_1 t + B_{(23)2} \sin \beta_2 t + B_{(23)3} \sin \beta_3 t + a_{23}; \\ T_{24} &= A_{(24)1} \cos \beta_1 t + A_{(24)2} \cos \beta_2 t + A_{(24)3} \cos \beta_3 t + \\ &+ B_{(24)1} \sin \beta_1 t + B_{(24)2} \sin \beta_2 t + B_{(24)3} \sin \beta_3 t + a_{24}. \end{aligned} \right\} \quad (12)$$

Постійні інтегрування A і B знаходимо, використовуючи відомий метод [5].

При цьому для визначення постійних A при циклічній частоті β_1 на підставі рівнянь (3) складаємо систему рівнянь:

$$\left\{ \begin{aligned} -(\beta_{12}^2 + \beta_1^2) A_{(12)1} + \frac{C_{12}}{J_2} A_{(23)1} + \frac{C_{12}}{J_2} A_{(24)1} &= \frac{C_{12}}{J_1} T_{\Gamma}; \\ -\frac{C_{23}}{J_2} A_{(12)1} + (\beta_{23}^2 + \beta_1^2) A_{(23)1} + \frac{C_{23}}{J_2} A_{(24)1} &= \frac{C_{23}}{J_3} T_3; \\ -\frac{C_{24}}{J_2} A_{(12)1} + \frac{C_{24}}{J_2} A_{(23)1} + (\beta_{24}^2 + \beta_1^2) A_{(24)1} &= \frac{C_{24}}{J_3} T_4, \end{aligned} \right. \quad (13)$$

$$\text{де } \beta_{12}^2 = \frac{C_{12}(J_1 + J_2)}{J_1 J_2}; \quad \beta_{23}^2 = \frac{C_{23}(J_2 + J_3)}{J_2 J_3}; \quad \beta_{24}^2 = \frac{C_{24}(J_2 + J_4)}{J_2 J_4}. \quad (14)$$

Розв'язок системи рівнянь (13) запишемо у виді:

$$A_{(12)1} = \frac{\Delta A_{(12)1}}{\Delta A_1}; \quad A_{(23)1} = \frac{\Delta A_{(23)1}}{\Delta A_1}; \quad A_{(24)1} = \frac{\Delta A_{(24)1}}{\Delta A_1}, \quad (15)$$

де

$$\Delta A_1 = \begin{vmatrix} -(\beta_{12}^2 + \beta_1^2) & \frac{C_{12}}{J_2} & \frac{C_{12}}{J_2} \\ -\frac{C_{23}}{J_2} & (\beta_{23}^2 + \beta_1^2) & \frac{C_{23}}{J_2} \\ -\frac{C_{24}}{J_2} & \frac{C_{24}}{J_2} & (\beta_{24}^2 + \beta_1^2) \end{vmatrix}; \quad (16)$$

$$\Delta A_{(12)1} = \begin{vmatrix} \frac{C_{12}}{J_1} T_{\Gamma} & \frac{C_{12}}{J_2} & \frac{C_{12}}{J_2} \\ \frac{C_{23}}{J_3} T_3 & (\beta_{23}^2 + \beta_1^2) & \frac{C_{23}}{J_2} \\ \frac{C_{24}}{J_4} T_4 & \frac{C_{24}}{J_2} & (\beta_{24}^2 + \beta_1^2) \end{vmatrix}; \quad (17)$$

$$\Delta A_{(23)1} = \begin{vmatrix} -(\beta_{12}^2 + \beta_1^2) & \frac{C_{12}}{J_1} T_{\Gamma} & \frac{C_{12}}{J_2} \\ -\frac{C_{23}}{J_2} & \frac{C_{23}}{J_3} T_3 & \frac{C_{23}}{J_2} \\ -\frac{C_{24}}{J_2} & \frac{C_{24}}{J_4} T_4 & (\beta_{24}^2 + \beta_1^2) \end{vmatrix}; \quad (18)$$

$$\Delta A_{(24)1} = \begin{vmatrix} -(\beta_{12}^2 + \beta_1^2) & \frac{C_{12}}{J_2} & \frac{C_{12}}{J_1} T_{\Gamma} \\ -\frac{C_{23}}{J_2} & (\beta_{23}^2 + \beta_1^2) & \frac{C_{23}}{J_3} T_3 \\ -\frac{C_{24}}{J_2} & \frac{C_{24}}{J_2} & \frac{C_{24}}{J_4} T_4 \end{vmatrix}. \quad (19)$$

Система рівнянь для визначення постійних B при частоті β_1 має вид [5]:

$$\begin{cases} -(\beta_{12}^2 + \beta_1^2) \beta_1 B_{(12)1} + \frac{C_{12}}{J_2} \beta_1 B_{(23)1} + \frac{C_{12}}{J_2} \beta_1 B_{(24)1} = \frac{C_{12}}{J_1} \dot{T}_{(12)0}; \\ -\frac{C_{23}}{J_2} \beta_1 B_{(12)1} + (\beta_{23}^2 + \beta_1^2) \beta_1 B_{(23)1} + \frac{C_{23}}{J_2} \beta_1 B_{(24)1} = \frac{C_{23}}{J_3} \dot{T}_{(23)0}; \\ -\frac{C_{24}}{J_2} \beta_1 B_{(12)1} + \frac{C_{24}}{J_2} \beta_1 B_{(23)1} + (\beta_{24}^2 + \beta_1^2) \beta_1 B_{(24)1} = \frac{C_{24}}{J_3} \dot{T}_{(24)0}. \end{cases} \quad (20)$$

Шляхом заміни β_1^2 у рівняннях (13), (20) на β_2^2 і β_3^2 можна одержати системи рівнянь для визначення постійних A і B при циклічних частотах відповідно β_2 і β_3 .

Використовуючи для рішення системи рівнянь (20) правило Крамера [6], одержуємо:

$$B_{(12)1} = \frac{\Delta B_{(12)1}}{\Delta B_1}; \quad B_{(23)1} = \frac{\Delta B_{(23)1}}{\Delta B_1}; \quad B_{(24)1} = \frac{\Delta B_{(24)1}}{\Delta B_1}, \quad (21)$$

де аналогічно вищеприведеному:

$$\Delta B_1 = \begin{vmatrix} -(\beta_{12}^2 + \beta_1^2) \beta_1 & \frac{C_{12}}{J_2} \beta_1 & \frac{C_{12}}{J_2} \beta_1 \\ -\frac{C_{23}}{J_2} \beta_1 & (\beta_{23}^2 + \beta_1^2) \beta_1 & \frac{C_{23}}{J_2} \beta_1 \\ -\frac{C_{24}}{J_2} \beta_1 & \frac{C_{24}}{J_2} \beta_1 & (\beta_{24}^2 + \beta_1^2) \beta_1 \end{vmatrix}; \quad (22)$$

$$\Delta B_{(12)1} = \begin{vmatrix} \frac{C_{12}}{J_1} \dot{T}_{(12)0} & \frac{C_{12}}{J_2} \beta_1 & \frac{C_{12}}{J_2} \beta_1 \\ \frac{C_{23}}{J_3} \dot{T}_{(23)0} & (\beta_{23}^2 + \beta_1^2) \beta_1 & \frac{C_{23}}{J_2} \beta_1 \\ \frac{C_{24}}{J_3} \dot{T}_{(24)0} & \frac{C_{24}}{J_2} \beta_1 & (\beta_{24}^2 + \beta_1^2) \beta_1 \end{vmatrix}; \quad (23)$$

$$\Delta B_{(23)1} = \begin{vmatrix} -(\beta_{12}^2 + \beta_1^2) \beta_1 & \frac{C_{12}}{J_1} \dot{T}_{(12)0} & \frac{C_{12}}{J_2} \beta_1 \\ -\frac{C_{23}}{J_2} \beta_1 & \frac{C_{23}}{J_3} \dot{T}_{(23)0} & \frac{C_{23}}{J_2} \beta_1 \\ -\frac{C_{24}}{J_2} \beta_1 & \frac{C_{24}}{J_3} \dot{T}_{(24)0} & (\beta_{24}^2 + \beta_1^2) \beta_1 \end{vmatrix}; \quad (24)$$

$$\Delta B_{(24)1} = \begin{vmatrix} -(\beta_{12}^2 + \beta_1^2) \beta_1 & \frac{C_{12}}{J_2} \beta_1 & \frac{C_{12}}{J_1} \dot{T}_{(12)0} \\ -\frac{C_{23}}{J_2} \beta_1 & (\beta_{23}^2 + \beta_1^2) \beta_1 & \frac{C_{23}}{J_3} \dot{T}_{(23)0} \\ -\frac{C_{24}}{J_2} \beta_1 & \frac{C_{24}}{J_2} \beta_1 & \frac{C_{24}}{J_3} \dot{T}_{(24)0} \end{vmatrix}. \quad (25)$$

Динамічні перевантаження, що виникають у лініях передач привода при гальмуванні круглов'язальної машини, визначаються з рівнянь:

$$K_{12} = \frac{T_{12 \max}}{T_3 + T_4}; K_{23} = \frac{T_{23 \max}}{T_3}; K_{24} = \frac{T_{24 \max}}{T_4}, \quad (26)$$

де K_{12}, K_{23}, K_{24} – коефіцієнти динамічних перевантажень пружних в'язів C_{12}, C_{23}, C_{24} привода і відповідних механізмів машини (коефіцієнт K_{24} – показник динамічних перевантаження деталей та вузлів товароприйомного механізму);

$T_{12 \max}, T_{23 \max}, T_{24 \max}$ – максимальні моменти, що виникають у відповідних пружних в'язях та механізмах круглов'язальної машини при гальмуванні.

Визначимо динамічні навантаження механізмів, як приклад, круглов'язальної машини КО-2 при гальмуванні, вихідними даними якої є [4, 7]: діаметр голкового циліндру 450 мм; швидкість в'язання (лінійна швидкість) 1,1 м/с; вал приведення параметрів системи – вал електродвигуна (електродвигун А 41006УЗ; $P_{дв} = 2,2$ кВт; $n_{дв} = 950$ об/хв); моменти інерції обертальних мас машини: $J_1 = 0,023$ кгм²; $J_2 = 0,015$ кгм²; $J_3 = 0,021$ кгм²; $J_4 = 0,026$ кгм²; моменти сил опору механізмів машини: $T_3 = 17,7$ Нм; $T_4 = 4,4$ Нм; момент гальма $T_{\Gamma} = 71,85$ Нм (вибраний з урахуванням умови забезпечення необхідного часу гальмування машини [4]); жорсткість пружних ланок привода: $C_{12} = 1940$ Нм/рад; $C_{23} = 3062$ Нм/рад; $C_{24} = 15310$ Нм/рад.

Використовуючи вирази (6) - (10), визначаємо частинне рішення неоднорідних рівнянь моментів сил пружності (постійні складові моментів):

$$a_{12} = -46,43 \text{ Нм}; a_{23} = -5,51 \text{ Нм}; a_{24} = -24,34 \text{ Нм}.$$

Знаходимо частоти коливання мас системи, використовуючи метод Кардана [6]. З цією метою частотне рівняння (11) приводимо до виду:

$$x^3 + bx^2 + cx + d = 0, \quad (27)$$

$$\begin{aligned} \text{де } x &= \beta^2; \quad b = -\left(C_{12} \frac{J_1 + J_2}{J_1 J_2} + C_{23} \frac{J_2 + J_3}{J_2 J_3} + C_{24} \frac{J_2 + J_4}{J_2 J_4}\right); \\ c &= C_{12} C_{24} \frac{J_1 + J_2 + J_4}{J_1 J_2 J_4} + C_{12} C_{23} \frac{J_1 + J_2 + J_3}{J_1 J_2 J_3} + C_{23} C_{24} \frac{J_2 + J_3 + J_4}{J_2 J_3 J_4}; \\ d &= -C_{12} C_{23} C_{24} \frac{J_1 + J_2 + J_3 + J_4}{J_1 J_2 J_3 J_4}. \end{aligned} \quad (28)$$

$$\text{Виконавши в рівнянні (27) заміну невідомого } z = x + \frac{b}{3}, \quad (29)$$

$$\text{одержимо приведенне рівняння: } z^3 + pz + q = 0, \quad (30)$$

$$\text{де } p = \frac{3c - b^2}{3}; \quad q = \frac{2b^3}{27} - \frac{bc}{3} + d. \quad (31)$$

Корені рівняння (30) знаходимо у виді:

$$z_1 = n + \gamma; \quad z_2 = \varepsilon_1 n + \varepsilon_2 \gamma; \quad z_3 = \varepsilon_1 n - \varepsilon_2 \gamma \quad (32)$$

$$\text{де } n = \sqrt[3]{-\frac{q}{2} + \sqrt{D}}; \quad \gamma = \sqrt[3]{-\frac{q}{2} + \sqrt{D}}; \quad D = \left(\frac{p}{3}\right)^3 + \left(\frac{q}{2}\right)^2; \quad \varepsilon_1 = \varepsilon_2 = \frac{(-1 \pm i\sqrt{3})}{2} \}. \quad (33)$$

У випадку $D < 0$ рішення рівняння (30) доцільно представити у виді:

$$z_1 = -2R \cos \frac{\varphi}{3}; z_2 = -2R \cos \left(\frac{\varphi}{3} + \frac{2\pi}{3} \right); z_3 = -2R \cos \left(\frac{\varphi}{3} + \frac{4\pi}{3} \right), \quad (34)$$

де
$$\cos \varphi = \frac{q}{2R^3}; R = (\text{sign} q) \sqrt[3]{\frac{|p|}{3}}. \quad (35)$$

Використовуючи (28), знаходимо коефіцієнти рівняння (27):

$$b = -2173136,8; c = 6,1517672 \cdot 10^{11}; d = -4,1038294 \cdot 10^{16}.$$

Визначаємо коефіцієнти приведенного рівняння (31):

$$p = -9,589978 \cdot 10^{11}; q = -3,5561648 \cdot 10^{17}.$$

Тоді, згідно з (33): $D = -1,0497116 \cdot 10^{33}$.

Знак " - " свідчить, що кубічне рівняння має три дійсні корені. Для їхнього знаходження використовуємо залежність (34), попередньо визначивши із (35) параметри R і φ :

$$R = -565390,07; \varphi = 10,323378^0.$$

Підставляючи отримані значення R і φ у (34), маємо:

$$z_1 = 1128741,3; z_2 = -623150,14; z_3 = -505591,21.$$

Корені рівняння (27), згідно з (29):

$$x_1 = 1853120,2; x_2 = 218787,72; x_3 = 101228,79.$$

Знаходимо частоти коливання мас системи:

$$\beta_1 = \sqrt{x_1} = 1361,2936; \beta_2 = \sqrt{x_2} = 467,7475; \beta_3 = \sqrt{x_3} = 318,1647.$$

Визначаємо постійні інтегрування A , виконавши попередньо обчислення (14):

$$\beta_{12}^2 = 213681,16; \beta_{23}^2 = 349942,86; \beta_{24}^2 = 1609512,8.$$

Підставляючи отримані результати і вихідні дані в (16) - (19) після перетворень одержимо:

$$\Delta A_{11} = -150,07421 \cdot 10^{17}; \Delta A_{(12)1} = 434,83464 \cdot 10^{17};$$

$$\Delta A_{(23)1} = -140,83468 \cdot 10^{17}; \Delta A_{(24)1} = 57,394406 \cdot 10^{17}.$$

Підставляючи отримані результати в (15), знаходимо:

$$A_{(12)1} = -2,897 \text{ Нм}; A_{(23)1} = 0,938 \text{ Нм}; A_{(24)1} = -0,356 \text{ Нм}.$$

Замінивши в рівняннях (16) - (19) β_1^2 на β_2^2 , одержимо:

$$\Delta A_2 = -2,9012822 \cdot 10^{17}; \Delta A_{(12)2} = 46,47211 \cdot 10^{17};$$

$$\Delta A_{(23)2} = -5,4045926 \cdot 10^{17}; \Delta A_{(24)2} = -24,849211 \cdot 10^{17}$$

Знаходимо постійні A при цикловій частоті β_2 :

$$A_{(12)2} = -16,018 \text{ Нм}; A_{(23)2} = 1,863 \text{ Нм}; A_{(24)2} = -8,565 \text{ Нм}.$$

Замінивши в рівняннях (16) - (19) β_1^2 на β_3^2 , одержимо:

$$\Delta A_3 = -1,2661792 \cdot 10^{17}; \Delta A_{(12)3} = 31,018269 \cdot 10^{17};$$

$$\Delta A_{(23)3} = -0,9782194 \cdot 10^{17}; \Delta A_{(24)3} = 17,172189 \cdot 10^{17}.$$

Знаходимо постійні A при цикловій частоті β_3 :

$$A_{(12)3} = -24,497 \text{ Нм}; A_{(23)3} = 0,772 \text{ Нм}; A_{(24)3} = -13,562 \text{ Нм}.$$

Знаходимо постійні інтегрування B . Оскільки гальмування здійснюється при

початкових умовах: $\dot{T}_{(12)0} = 0$; $\dot{T}_{(23)0} = 0$; $\dot{T}_{(24)0} = 0$, аналізуючи рівняння (21) - (25), приходимо до висновку, що: $B_{(12)1} = 0$; $B_{(23)1} = 0$; $B_{(24)1} = 0$.

Аналогічно: $B_{(12)2} = 0$; $B_{(23)2} = 0$; $B_{(24)2} = 0$; $B_{(12)3} = 0$; $B_{(23)3} = 0$; $B_{(24)3} = 0$.

Підставляючи отримані результати в рівняння (12), маємо:

$$T_{12} = -2,897 \cos 1361,3t - 16,018 \cos 467,7t - 24,497 \cos 318,1t - 46,43;$$

$$T_{23} = 0,938 \cos 1361,3t - 1,863 \cos 467,7t + 0,772 \cos 318,1t - 5,51;$$

$$T_{24} = -0,356 \cos 1361,3t - 8,565 \cos 467,7t - 13,562 \cos 318,1t - 24,34.$$

Аналіз рівнянь (12) і отриманих результатів показує, що максимальну величину динамічних навантажень, які виникають у пружних в'язях привода при гальмуванні круглов'язальної машини, можна визначити з умов:

$$T_{12max} = |A_{(12)1}| + |A_{(12)2}| + |A_{(12)3}| + |a_{12}|;$$

$$T_{23max} = |A_{(23)1}| + |A_{(23)2}| + |A_{(23)3}| + |a_{23}|;$$

$$T_{24max} = |A_{(24)1}| + |A_{(24)2}| + |A_{(24)3}| + |a_{24}|.$$

Тоді: $T_{12max} = 89,842 \text{ Нм}$; $T_{23max} = 9,083 \text{ Нм}$; $T_{24max} = 46,823 \text{ Нм}$.

Коефіцієнти динамічних перевантажень пружних в'язів привода визначаємо, використовуючи рівняння (26):

$$K_{12} = 4,06; K_{23} = 0,51; K_{24} = 10,64.$$

Висновки. Виконані дослідження дозволяють зробити наступні висновки:

- запропонований метод досліджень динаміки гальмування товароприйомного механізму круглов'язальної машини дозволяє визначити величину максимальних динамічних навантажень, що виникають в товароприйомному механізмі під час гальмування круглов'язальної машини;

- встановлено, що при гальмуванні круглов'язальної машини динамічні навантаження товароприйомного механізму значно перевищують навантаження, які виникають під час пуску, і цю обставину необхідно враховувати при проектуванні круглов'язальних машин;

- результати досліджень можуть бути використані в перспективі для розробки нових сучасних товароприйомних механізмів круглов'язальних машин.

Список використаних джерел

1. Хомяк О.Н. Повышение эффективности работы вязальных машин /Б.Ф. Пипа. – М.: Легпромбытиздат, 1990. – 208 с.
2. Пипа Б.Ф. Механізми відтяжки та накатування полотна полотна круглов'язальних машин / О.М. Хомяк, О.Ю. Олійник. – К: КНУТД, 2009. – 234 с.
3. Пипа Б.Ф. Приводи круглов'язальних машин (нові розробки та елементи розрахунку) / О.М. Хомяк, А.І. Марченко. – К: КНУТД, 2007. – 400 с.
4. Пипа Б.Ф. Наукові основи проектування та удосконалення систем гальмування круглов'язальних машин / О.М. Хомяк, Г.І. Павленко. – К: КНУТД, 2003. – 208 с.
5. Кожевников С.Н. Динамика машин с упругими звеньями. – К.: Изд-во АН УССР, 1961. – 190 с.

6. Бронштейн И.Н. Справочник по математике /К.А. Семендяев. – М., Наука, 1980. – 976 с.
7. Машины кругловязальные типа КО-2. Техническое описание и инструкция по эксплуатации. – Черновцы. 1992. – 86 с.

References

1. Номыак О.Н. Povyishenie effektivnosti raboty vyazalnykh mashin /B.F. Pipa. – М.: Legprombyitizdat, 1990. – 208 p.
2. Pipa B.F. Mekhanizmy vidtiazhky ta nakatuvannia polotna kruhloviazalnykh mashyn / O.M. Khomiak, O.Iu. Oliinyk. – K: KNUTD, 2009. – 234 p.
3. Pipa B.F. Pryvody kruhloviazalnykh mashyn (novi rozrobky ta elementy rozrakhunku) / O.M. Khomiak, A.I. Marchenko. – K: KNUTD, 2007. – 400 p.
4. Pipa B.F. Naukovi osnovy proektuvannia ta udoskonalennia system halmuvannia kruhloviazalnykh mashyn / O.M. Khomiak, H.I. Pavlenko. – K: KNUTD, 2003.– 208 p.
5. Kozhevnikov S.N. Dinamika mashin s uprugimi zvenyami. – K.: Izd-vo AN USSR, 1961. – 190 p.
6. Bronshteyn I.N. Spravochnik po matematike /K.A. Semendyaev. – М., Nauka, 1980. – 976 p.
7. Mashyny kruglovyazalnyie tipa KO-2. Tehnicheskoe opisanie i instruktsiya po ekspluatatsii. – Chernovtsy. 1992. – 86 p.

ДИНАМИЧЕСКИЕ НАГРУЗКИ ТОВАРОПРИЕМНОГО МЕХАНИЗМА, ВЫЗВАННЫЕ ТОРМОЖЕНИЕМ КРУГЛОВЯЗАЛЬНОЙ МАШИНЫ ЧАБАН В.В., КОРОБЧЕНКО Е.А.

Киевский национальный университет технологий и дизайна

Цель. Разработка метода исследования динамики торможения товароприёмного механизма кругловязальной машины.

Методика. Используются современные методы теоретических исследований, основанные на теории динамики механических систем с упругими связями.

Результаты. Разработан метод исследования динамики торможения товароприёмного механизма кругловязальной машины, позволяющий оценить его динамические нагрузки, обусловленные торможением. В результате выполненных исследований установлено, что при торможении кругловязальной машины в ее механизмах, в частности в товароприёмном механизме, возникают динамические нагрузки, значительно превышающие нагрузки, действующие в момент ее пуска, и это обстоятельство необходимо учитывать при проектировании кругловязальных машин. На основе теоретических исследований разработан инженерный метод нахождения максимальных динамических нагрузок, возникающих в товароприёмном механизме при торможении кругловязальной машины.

Научная новизна. Разработан метод исследования динамики торможения товароприёмного механизма кругловязальной машины.

Практическая значимость. Разработан алгоритм и инженерный метод нахождения максимальных динамических нагрузок, возникающих в товароприёмном механизме при торможении кругловязальной машины.

Ключевые слова: кругловязальная машина, товароприйомный механизм, динамика товароприйомного механизма, торможение кругловязальной машины, динамические нагрузки, вызванные торможением.

**DYNAMIC LOAD FOSTER MECHANISM CAUSED BY BRAKING CIRCULAR
KNITTING MACHINES**

CHABAN V.V., KOROBCHENKO E.A.

Kiev National University of Technology and Design

Purpose. Development of research method of inhibition speakers foster mechanism circular knitting machine.

Methodology. The use of modern methods of theoretical research, based on the theory of the dynamics of mechanical systems with elastic connections.

Findings. A method for the study of the mechanism of inhibition speakers foster mechanism circular knitting machine that allows him to evaluate the dynamic loads caused by braking. As a result of the research found that when braking the circular machine in its mechanisms, particularly in foster mechanism, dynamic loads occur, considerably exceeding the load acting at the time of start-up, and this must be considered when designing the circular knitting machine. On the basis of theoretical studies developed engineering method for finding the maximum dynamic loads occurring in braking foster mechanism circular knitting machine.

Originality. A method for the study of the mechanism of inhibition speakers foster mechanism circular knitting machine.

Practical value. The algorithm and the engineering method for finding the maximum dynamic loads occurring in braking foster mechanism circular knitting machine.

Key words: knitting machine, foster mechanism, dynamics foster mechanism, inhibition of the circular machine, the dynamic loads caused by braking.