

Ю.А. КОВАЛЬОВ

Київський національний університет технологій та дизайну
ORCID ID orcid.org/0000-0003-2321-6763
e-mail: kovalev.yri2012@gmail.com

С.А. ПЛЕШКО

Київський національний університет технологій та дизайну
ORCID ID orcid.org/0000-0003-4348-2858
e-mail: pleshko-s-a@ukr.net

Є.В. ЛОПУХОВ

Київський національний університет технологій та дизайну
e-mail: neo2000.08@gmail.com

ДИНАМІКА КРУГЛОВ'ЯЗАЛЬНОЇ МАШИНИ З ПРИСТРОЄМ ЗНИЖЕННЯ ДИНАМІЧНИХ НАВАНТАЖЕНЬ З ПРУЖИНАМИ КРУЧЕННЯ

В роботі проведений аналіз доцільності використання пристрою з пружинами кручення для зниження динамічних навантажень в приводі круглов'язальних машин, розробка методу вибору раціональних параметрів пристрою та оцінка ефективності його використання.

Ключові слова: динаміка в'язальних машин, пристрій зниження динамічних навантажень, привід в'язальної машини, динамічні навантаження приводу, пружина кручення, параметри пружини кручення.

KOVALYOV YURI A.

Kyiv National University of Technologies and Design

PLESHKO SERGEY A.

Kyiv National University of Technologies and Design

LOPUKHOV EVGENY V.

Kyiv National University of Technologies and Design

DYNAMICS OF A CIRCULAR KNITTING MACHINE WITH A DEVICE OF REDUCTION OF DYNAMIC LOADS WITH TWIN SPRINGS

The issue of improving the efficiency of circular knitting machines remains relevant, so the task of research is to develop a new design of circular knitting machine with a device to reduce dynamic loads with torsion springs, engineering method of choosing rational parameters of the device, and evaluate its efficiency. The aim of the work is to analyze the feasibility of using a device with torsion springs to reduce the dynamic loads in the drive of circular knitting machines, to develop a method for selecting rational parameters of the device and evaluate the effectiveness of its use. The article uses modern methods of the theory of dynamics of mechanical systems in order to assess the feasibility of using a device with a torsion spring to reduce the starting dynamic loads in the drive of machines.

Based on the analysis of the dynamics of mechanical systems with elastic ties, an algorithm for calculating the dynamic loads that occur during the start of circular knitting machines, the calculated dynamic model of which is reduced to a three-mass dynamic model with an average leading mass. A new design of the device is proposed to reduce the dynamic loads that occur during the start of circular knitting machines. In contrast to the known devices, the proposed device is made in the form of two cylindrical torsion springs and bypass couplings, which increases its efficiency. The new design of the drive of the circular knitting machine with the device of reduction of dynamic loadings with torsion springs, a method of a choice of rational parameters of the device and results of an estimation of efficiency of its use are presented. A scientific novelty is the development of scientific bases and engineering methods for designing devices for reducing dynamic loads in the drive of knitting machines. The practical significance lies in the development of a new design of the device for reducing dynamic loads in the drive of circular knitting machines and an engineering method for selecting its rational parameters.

Keywords: dynamics of knitting machines, device for reducing dynamic loads, drive of knitting machine, dynamic loads of drive, torsion spring, parameters of torsion spring.

Постановка проблеми

Враховуючи актуальність питання підвищення ефективності роботи круглов'язальних машин, завданням досліджень є розробка нової конструкції приводу круглов'язальної машини з пристроєм зниження динамічних навантажень з пружинами кручення, інженерного методу вибору раціональних параметрів пристрою, та оцінка ефективності його використання.

Аналіз останніх джерел

Одним із факторів, що знижують ефективність роботи механічних систем, в тому числі і в'язальних машин та автоматів, є динамічні навантаження, що виникають під час їх несталої режиму роботи (пуск, зупинка та ін.) [1–4]. Відомі засоби зниження динамічних навантажень в приводі машин [5] не завжди можуть бути використані в машинах легкої промисловості. Тому проблема підвищення надійності та довговічності їх роботи шляхом зниження динамічних навантажень є актуальною та своєчасною. Виходячи з цього, при проектуванні обладнання легкої промисловості, в першу чергу, слід приділяти увагу зниженню динамічних навантажень в приводі та запобіганню аварійних ситуацій. Вирішення цієї проблеми без удосконалення конструкцій пристроїв зниження динамічних навантажень неможливе.

Метою роботи є аналіз доцільності використання пристрою з пружинами кручення для зниження динамічних навантажень в приводі круглов'язальних машин, розробка методу вибору раціональних параметрів пристрою та оцінка ефективності його використання.

Виклад основного матеріалу

Аналіз показує [2, 6], що в приводах круглов'язальних машин типу КО вертикальний приводний вал кінематично з'єднаний з електродвигуном за допомогою клинопасової та циліндричної зубчастої передачі. Жорстке з'єднання зубчастого колеса та шестерень з вертикальним приводним валом зумовлює значні динамічні навантаження, що виникають під час пуску, що знижує довговічність його роботи.

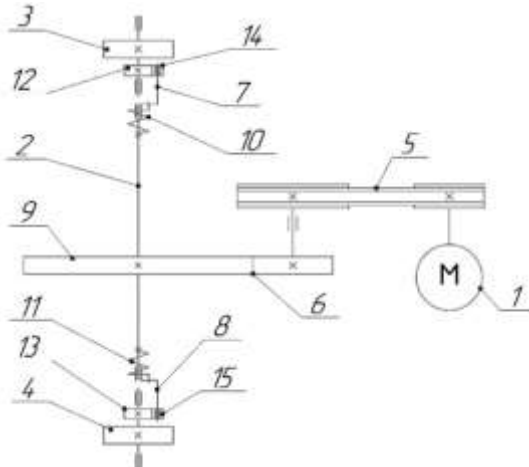


Рис. 1. Кінематична схема привода круглов'язальної машини з ПЗДН з пружинами кручення: 1 – електродвигун; 2 – приводний вал; 3, 4 – шестерні; 5 – клинопасова передача; 6 – зубчаста передача; 7, 8 – ведучі напівмуфти; 9 – зубчасте колесо; 10, 11 пружини кручення; 12, 13 – ведені напівмуфти (сосячні шестерні); 14, 15 – шестерні сателіти

Пропонується нова конструкція привода круглов'язальної машини, який обладнаний пристроями зниження динамічних навантажень (ПЗДН) [9], що містять пружину кручення, де самі ПЗДН встановлені на вертикальному приводному валу (рис. 1).

Обладнання привода (ПЗДН) забезпечує зниження динамічних навантажень круглов'язальної машини, що виникають під час пуску, що призводить до підвищення довговічності роботи привода.

Принцип роботи привода такий. Обертальний рух вала електродвигуна 1 передається клинопасовій 5 та зубчастій 6 передачам. Обертання зубчастого колеса 9 зубчастої передачі 6 за допомогою пружних запобіжних муфт 7, 8 зумовлює закручування пружин кручення 10, 11, сили пружності яких приводять в рух шестерні 3, 4 відповідно. Шестерні 3, 4 шляхом зубчастого зачеплення приводять в обертальний рух механізми в'язання та товароприйому, що необхідно для роботи круглов'язальної машини.

В період пуску привода пусковий момент електродвигуна за рахунок пружної деформації

пружин кручення 10, 11 знижується, що призводить до підвищення довговічності роботи привода круглов'язальної машини.

Важливим етапом в проектуванні даного привода є розрахунок пружин кручення. Як відомо, пружини кручення працюють на згин витків. Умова працездатності ПЗДН, при цьому, буде наступною:

$$\sigma = \frac{Tk}{W} \leq [\sigma], \quad (1)$$

де σ - робоче напруження згину витків пружини;

$[\sigma]$ - допустиме напруження згину витків пружини, $[\sigma] = (1,25 \dots 1,5)[\tau]$;

$[\tau]$ - допустиме напруження матеріалу пружини при крученні;

T - крутний момент пружини;

k - коефіцієнт, що враховує кут підйому витків пружини та їх кривизну,

$$k = \frac{4c-1}{4c-4}; \quad (2)$$

c - індекс пружини,

$$c = \frac{D}{d}; \quad c = 4 \dots 12; \quad (3)$$

D, d - середній діаметр пружини та діаметр дроту, з якого вона виготовлена.

W - момент опору згину,

$$W = \frac{\pi d^3}{32}. \quad (4)$$

Враховуючи (4) із умови (1) знаходимо необхідний діаметр дроту:

$$d \geq 2,17 \sqrt[3]{\frac{Tk}{[\sigma]}}. \quad (5)$$

Кут скручування пружини ϕ при робочому навантаженні знаходиться із умови [7]:

$$\phi = \frac{TL}{EJ}, \text{ рад}, \quad (6)$$

де L - довжина дроту, із якого виготовлена пружина (робочі витки; $\cos \alpha \approx 1$; α - кут підйому витків пружини),

$$L = \pi Di; \quad (7)$$

E - модуль пружності дроту (сталь), $E = 2,15 \cdot 10^5$ МПа;

J_0 - момент інерції перерізу дроту,

$$J_{\phi} = \frac{\pi d^4}{64}; \quad (8)$$

i - кількість робочих витків пружини,

$$i = \frac{H}{p}; \quad (9)$$

H - робоча довжина (висота) пружини;

p - крок пружини,

$$p = d + (1...2) \text{ мм.} \quad (10)$$

Жорсткість пружини кручення знаходиться із умови

$$C = \frac{T}{\phi}, \text{ Нм/рад.} \quad (11)$$

Визначимо раціональні параметри пружин ПЗДН при використанні його в приводі круглов'язальної машини КО-2 з електродвигуном типу 4А100Л6У3 потужністю 2,2 кВт та частотою обертання вала 950 об/хв. [6].

Як показують розрахунки, розподіл крутних моментів T_{n1} , T_{n2} між пружинами 10, 11 (рис. 1) буде наступним: $T_{n1} = 30$ Нм; $T_{n2} = 7,5$ Нм.

Прийнявши для вказаних пружин $c_1 = 8$; $c_2 = 12$, з (2) маємо: $k_1 = 1,107$; $k_2 = 1,068$.

Тоді, прийнявши $[\sigma] = 1500$ МПа [38], із (5) знаходимо діаметри пружин: $d_1 = 6,5$ мм; $d_2 = 4,5$ мм і відповідні їх параметри $D_1 = 60$ мм, $D_2 = 55$ мм, $p_1 = 8$ мм, $p_2 = 6$ мм.

Приймаємо кількість робочих витків пружин згідно: $i_1 = 3$; $i_2 = 3$ та довжина дроту пружин згідно з (7): $L_1 = 753,4$ мм; $L_2 = 519$ мм.

Враховуючи, що модуль пружності дроту (сталь) $E = 2,15 \cdot 10^5$ МПа та знайшовши згідно (8) моменти інерції перерізу дроту пружин $J_{\phi 1} = 87,58$ мм⁴, $J_{\phi 2} = 20,12$ мм⁴, знаходимо, використовуючи залежність (6), кути скручування пружин: $\phi_1 = 1,2$ рад; $\phi_2 = 0,9$ рад.

Жорсткість пружин згідно з (11): $C_1 = 25$ Нм/рад; $C_2 = 8,33$ Нм/рад.

Розглянемо динаміку пуску круглов'язальної машини КО-2 при наявності ПЗДН з пружинами кручення.

Як показує аналіз конструкції машини з ПЗДН, в якості розрахункової динамічної моделі для визначення динамічних навантажень, що виникають у період пуску (найбільш несприятливий режим роботи), доцільно прийняти тримасову динамічну модель з середньою ведучою масою з параметрами: T_1 - пусковий момент електродвигуна (тут і далі наведені до валу електродвигуна значення); T_2 - момент сил опору механізму товароприйому; T_3 - момент сил опору механізму в'язання; J_1 - сумарний момент інерції ротора електродвигуна, клинопасової та зубчастої передачі; J_2 - момент інерції обертових мас механізму товароприйому; J_3 - момент інерції обертових мас механізму в'язання; C_{12} - жорсткість пружини 11 (рис. 1), $C_{12} = C_2 = 8,33$ Нм/рад; $C_{13} = C_1 = 25$ Нм/рад - жорсткість пружини 10 (рис. 1) пружної в'язі, що передає рух механізму в'язання.

Пуск даної тримасової системи відбувається у три етапи [8] рис. 2.

На рис. 2 представлені: перший етап пуску (б); другий етап пуску (в); третій етап пуску (а); а також позначення: T_1 - пусковий момент електродвигуна (тут і далі приведені значення); T_2 - момент сил опору механізму товароприйому; T_3 - момент сил опору механізму в'язання; J_1 - сумарний момент інерції ротора електродвигуна і ведучого шків пасової передачі; J_2 - момент інерції обертових мас механізму товароприйому; J_3 - момент інерції обертових мас механізму в'язання; C_{12} - жорсткість пружної в'язі, що передає рух механізму товароприйому; C_{13} - жорсткість пружної в'язі, що передає рух механізму в'язання

У початковий момент при $t = 0$ всі три маси знаходяться у спокої. У проміжку часу $0 \div \tau_1$ відбувається накопичення моментів пружних сил на ділянках 1–2 і 1–3 до тих пір, поки момент T_{12} не стане рівним моменту T_2 (оскільки для нашого випадку $\phi_1 > \phi_2$). На цьому перший етап пуску закінчується, в рух приходить друга маса, і починається другий етап пуску, який триватиме від τ_1 до τ_2 . У проміжку цього етапу відбувається подальше накопичення моменту сил пружності T_{13} на ділянці 1–3. При $T_{13} = T_3$ приходить в рух третя маса, що характеризує закінчення другого етапу пуску машини і початок третього етапу, який триватиме від τ_2 до τ_3 (час пуску).

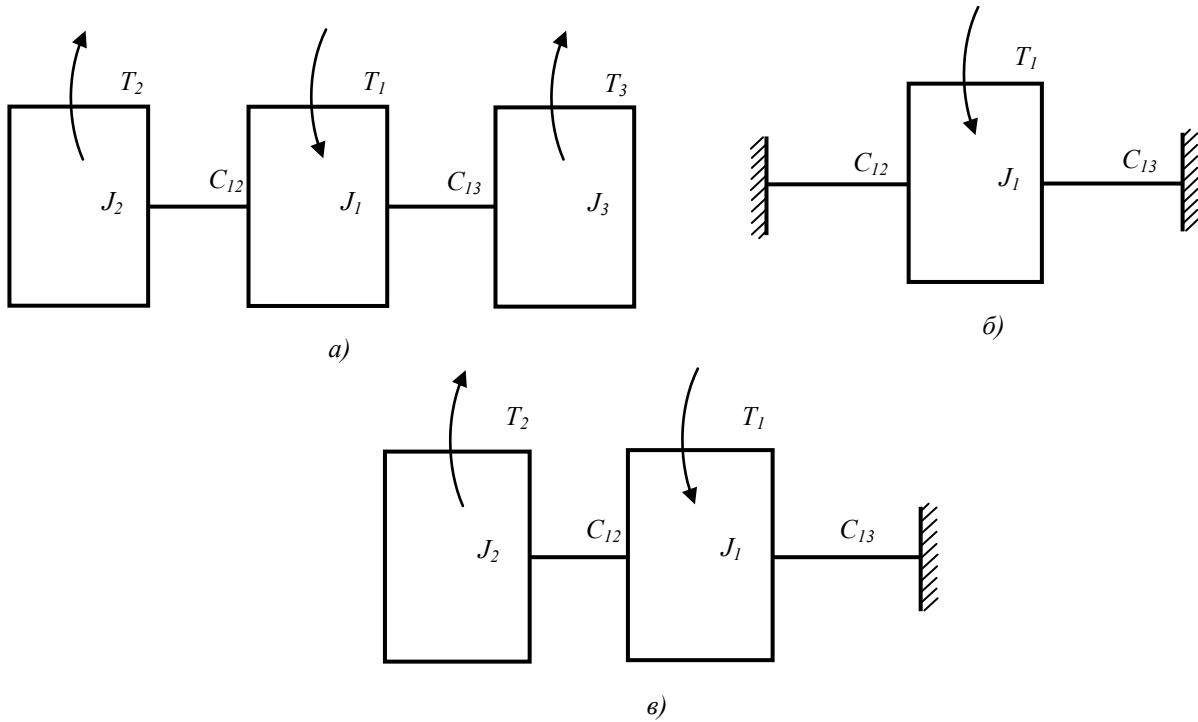


Рис. 2. Тримасова динамічна модель привода з середньою ведучою масою

Методика динамічного розрахунку механічних систем, динамічна модель яких являє собою тримасову систему з середньою ведучою масою детально представлена в монографії [8].

Для зручності використання приведеної методики в інженерній практиці можна рекомендувати наступний алгоритм розрахунку:

1. Вихідні параметри привода: $T_1; T_2; T_3; J_1; J_2; J_3; C_{12}; C_{13}$.

2. Час тривалості першого етапу пуску τ_1 (12) знаходимо з рівняння:

$$\tau_1 = \sqrt{\frac{J_1}{C_{12} + C_{13}}} \arccos \left[1 - \frac{T_2 (C_{12} + C_{13})}{T_1 C_{12}} \right]. \quad (12)$$

3. Початкові умови другого етапу пуску (13) знаходимо, використовуючи систему рівнянь:

$$\begin{aligned} T_{(12)0} &= T_2; \quad T_{(13)0} = \frac{C_{13}}{C_{12} + C_{13}} \left(1 - \cos \sqrt{\frac{C_{12} + C_{13}}{J_1}} \tau_1 \right) T_1; \\ \dot{T}_{(12)0} &= \frac{C_{12}}{C_{12} + C_{13}} \sqrt{\frac{C_{12} + C_{13}}{J_1}} \sin \sqrt{\frac{C_{12} + C_{13}}{J_1}} \tau_1 \cdot T_1; \\ \dot{T}_{(13)0} &= \frac{C_{13}}{C_{12} + C_{13}} \sqrt{\frac{C_{12} + C_{13}}{J_1}} \sin \sqrt{\frac{C_{12} + C_{13}}{J_1}} \tau_1 \cdot T_1. \end{aligned} \quad (13)$$

4. Постійні складові моментів сил пружності (14) знаходимо із рівняння:

$$a_{12} = T_2; \quad a_{13} = T_1 - T_2. \quad (14)$$

5. Циклові частоти коливань моментів сил пружності в період другого етапу пуску:

$$\beta_{1,2}^2 = \frac{C_{12} (J_1 + J_2) + C_{13} J_2 \pm \sqrt{[C_{12} (J_1 + J_2) + C_{13} J_2]^2 - 4C_{12} C_{13} J_1 J_2}}{2J_1 J_2}. \quad (15)$$

6. Знаходимо, використовуючи залежності (16), (17), амплітуди гармонік \cos і \sin .

$$\begin{aligned} A_{(12)1} &= \frac{-C_{12} (T_{(13)0} - a_{13})}{J_1 (\beta_1^2 - \beta_2^2)}; \quad A_{(12)2} = \frac{C_{12} (T_{(13)0} - a_{13})}{J_1 (\beta_1^2 - \beta_2^2)}; \\ A_{(13)1} &= \frac{-\Delta_{11} (T_{(13)0} - a_{13})}{\beta_1^2 - \beta_2^2}; \quad A_{(13)2} = \frac{\Delta_{12} (T_{(13)0} - a_{13})}{\beta_1^2 - \beta_2^2}. \end{aligned} \quad (16)$$

$$B_{(12)1} = \frac{\Delta_{12} \dot{T}_{(12)0} - \frac{C_{12}}{J_1} \dot{T}_{(13)0}}{\beta_1 (\beta_1^2 - \beta_2^2)}; \quad B_{(12)2} = \frac{\frac{C_{12}}{J_1} \dot{T}_{(13)0} - \Delta_{11} \dot{T}_{(12)0}}{\beta_2 (\beta_1^2 - \beta_2^2)};$$

$$B_{(13)1} = B_{(12)1} \frac{J_1}{C_{12}} \Delta_{11}; \quad B_{(13)2} = B_{(12)2} \frac{J_1}{C_{12}} \Delta_{12}, \quad (17)$$

де

$$\Delta_{11} = \omega_{12}^2 - \beta_1^2; \quad \Delta_{12} = \omega_{12}^2 - \beta_2^2; \quad \omega_{12}^2 = C_{12} \frac{J_1 + J_2}{J_1 J_2}. \quad (18)$$

7. Моменти, що виникають в пружних в'язях привода в період 2-го етапу пуску, знаходимо з рівнянь (19), (20):

$$T_{12} = A_{(12)1} \cos \beta_1 t + A_{(12)2} \cos \beta_2 t + B_{(12)1} \sin \beta_1 t + B_{(12)2} \sin \beta_2 t + T_2; \quad (19)$$

$$T_{13} = A_{(13)1} \cos \beta_1 t + A_{(13)2} \cos \beta_2 t + B_{(13)1} \sin \beta_1 t + B_{(13)2} \sin \beta_2 t + T_1 - T_2. \quad (20)$$

8. Враховуючи, що 3-й етап пуску починається при умові $T_{13} = T_3$, із рівняння (20), знаходимо час початку цього етапу - τ_2 .

Рішення цього рівняння відносно τ_2 складає певну практичну складність. Тому доцільно використати графічний метод [4] знаходження τ_2 , що полягає в наступному; визначивши період коливань $T_{(12)0}$, $T_{(12)1}$, $T_{(12)2}$, $T_{(13)0}$, $T_{(13)1}$, $T_{(13)2}$, $T_{(13)3}$, що відповідає цикловій частоті β_1 і β_2 , в певному масштабі на осі абсцис, після чого будуюмо графіки функцій

$$y_1 = A_{(13)1} \cdot \cos \beta_1 t; \quad y_2 = A_{(13)2} \cdot \cos \beta_2 t;$$

$$y_3 = B_{(13)1} \cdot \sin \beta_1 t; \quad y_4 = B_{(13)2} \cdot \sin \beta_2 t;$$

та графік, що представляє суму вказаних функцій $y = \sum y_i$, з якого легко знайти час, відповідний ординаті, яка дорівнює $|T_3 - a_{23}|$ [$a_{23} = T_1 - T_2$]. Із графіка (додаток Б) видно, що одній і тій же ординаті може відповідати декілька значень $T_3 - a_{23}$, що обумовлює можливість помилки при рішенні рівняння (20) аналітичним шляхом. Запропонований метод, зважаючи на наочність позбавлений цього недоліку.

9. Початкові умови 3-го етапу пуску (21):

$$T_{(12)0} = A_{(12)1} \cdot \cos \beta_1 \cdot \tau_2 + A_{(12)2} \cdot \cos \beta_2 \cdot \tau_2 + B_{(12)1} \cdot \cos \beta_1 \cdot \tau_2 +$$

$$+ B_{(12)2} \cdot \cos \beta_2 \cdot \tau_2 + a_{12};$$

$$T_{(13)0} = A_{(13)1} \cdot \cos \beta_1 \cdot \tau_2 + A_{(13)2} \cdot \cos \beta_2 \cdot \tau_2 + B_{(13)1} \cdot \cos \beta_1 \cdot \tau_2 +$$

$$+ B_{(13)2} \cdot \cos \beta_2 \cdot \tau_2 + a_{13};$$

(21)

$$\dot{T}_{(12)0} = -\beta_1 \cdot A_{(12)1} \cdot \sin \beta_1 \cdot \tau_2 - \beta_2 \cdot A_{(12)2} \cdot \sin \beta_2 \cdot \tau_2 + \beta_1 \cdot B_{(12)1} \cdot \cos \beta_1 \cdot \tau_2 +$$

$$+ \beta_2 \cdot B_{(12)2} \cdot \cos \beta_2 \cdot \tau_2;$$

$$T_{(13)0} = -\beta_1 \cdot A_{(13)1} \cdot \cos \beta_1 \cdot \tau_2 - \beta_2 \cdot A_{(13)2} \cdot \cos \beta_2 \cdot \tau_2 + \beta_1 \cdot B_{(13)1} \cdot \cos \beta_1 \cdot \tau_2 +$$

$$+ \beta_2 \cdot B_{(13)2} \cdot \cos \beta_2 \cdot \tau_2,$$

10. Постійні складові моментів сил пружності для третього етапу пуску з рівнянь (22):

$$a_{12} = \frac{J_2(T_1 - T_3) + (J_1 + J_3)T_2}{J_1 + J_2 + J_3};$$

$$a_{13} = T_1 + \frac{J_1}{J_2} T_2 - \frac{J_2(T_1 - T_3) + (J_1 + J_3)T_2}{J_1 + J_2 + J_3} \cdot \left(\frac{J_1 + J_2}{J_2} \right). \quad (22)$$

11. Циклові частоти коливань моментів сил пружності в період 3-го етапу пуску, знаходимо з рівняння (23):

$$\beta_{1,2}^2 = C_{12} \frac{J_1 + J_2}{2J_1 J_2} + C_{13} \frac{J_1 + J_3}{2J_1 J_3} \pm \sqrt{\left(C_{12} \frac{J_1 + J_2}{2J_1 J_2} + C_{13} \frac{J_1 + J_3}{2J_1 J_3} \right)^2 - C_{12} C_{13} \frac{J_1 + J_2 + J_3}{J_1 J_2 J_3}}. \quad (23)$$

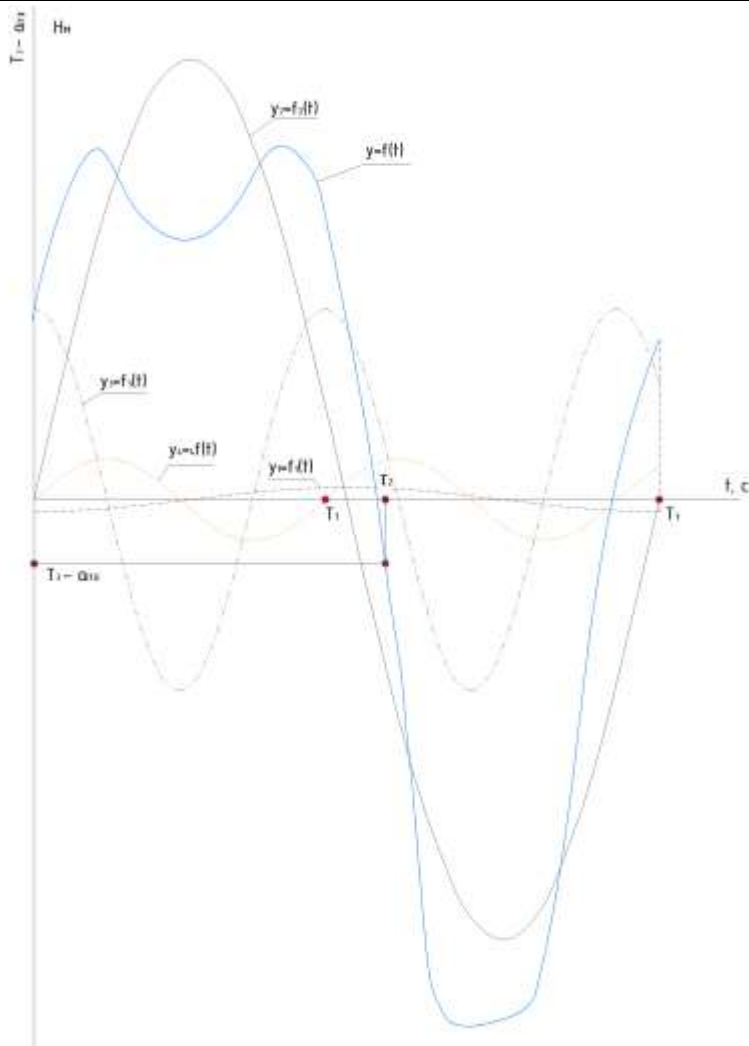


Рис. 3. Графічний метод знаходження часу другого етапу пуску - T_2

12. Амплітуди коливань моментів сил пружних в'язей в період 3-го етапу пуску, знаходимо використовуючи рівняння (18), (24), (25):

$$A_{(12)1} = \frac{\Delta_{12} (T_{(12)0} - a_{12}) - \frac{C_{12}}{J_1} (T_{(13)0} - a_{13})}{\beta_1^2 - \beta_2^2}; \tag{24}$$

$$A_{(12)2} = \frac{\frac{C_{12}}{J_1} (T_{(13)0} - a_{13}) - \Delta_{11} (T_{(12)0} - a_{12})}{\beta_1^2 - \beta_2^2};$$

$$A_{(13)1} = A_{(12)1} \frac{J_1}{C_{12}} \Delta_{11}; \quad A_{(13)2} = A_{(12)2} \frac{J_1}{C_{12}} \Delta_{12};$$

$$B_{(12)1} = \frac{\Delta_{12} \dot{T}_{(12)0} - \frac{C_{12}}{J_1} \dot{T}_{(13)0}}{\beta_1 (\beta_1^2 - \beta_2^2)}; \quad B_{(12)2} = \frac{\frac{C_{12}}{J_1} \dot{T}_{(13)0} - \Delta_{11} \dot{T}_{(12)0}}{\beta_2 (\beta_1^2 - \beta_2^2)}; \tag{25}$$

$$B_{(13)1} = B_{(12)1} \frac{J_1}{C_{12}} \Delta_{11}; \quad B_{(13)2} = B_{(12)2} \frac{J_1}{C_{12}} \Delta_{12}.$$

13. Постійні - D знаходимо, складаючи коливання однакової частоти (26):

$$D_{(12)1} = \sqrt{A_{(12)1}^2 + B_{(12)1}^2}; \quad D_{(12)2} = \sqrt{A_{(12)2}^2 + B_{(12)2}^2}; \tag{26}$$

$$D_{(23)1} = \sqrt{A_{(23)1}^2 + B_{(23)1}^2}; \quad D_{(23)2} = \sqrt{A_{(23)2}^2 + B_{(23)2}^2},$$

14. Максимальні величини динамічних навантажень, що виникають під час пуску в пружних в'язях привода:

$$T_{12max} = D_{(12)1} + D_{(12)2} + a_{12} \quad (27)$$

$$T_{23max} = D_{(23)1} + D_{(23)2} + a_{23}$$

15. Динамічні перевантаження (28), що виникають в пружних в'язях привода під час пуску:

$$k_{12} = \frac{T_{12max}}{T_2}; \quad k_{13} = \frac{T_{13max}}{T_3}. \quad (28)$$

Використовуючи приведений алгоритм, авторами виконано розрахунок динамічних перевантажень круглов'язальної машини КО-2 з ПЗДН. При цьому в якості вихідних параметрів, враховуючи розрахунки пружин кручення та результати досліджень [10], прийнято: $T_1 = 26,5$ Нм; $T_2 = 4,4$ Нм; $T_3 = 17,7$ Нм; $J_1 = 0,038$ кгм²; $J_2 = 0,026$ кгм²; $J_3 = 0,021$ кгм²; $C_{12} = 6,25$ Нм/рад; $C_{13} = 33,3$ Нм/рад.

Розрахунки показують, що при використанні ПЗДН динамічні навантаження пружних в'язей привода становлять:

$$T_{12max} = 16,07 \text{ Нм}; \quad T_{13max} = 28,3 \text{ Нм}.$$

При цьому динамічні перевантаження привода: на лінії передачі 1-2 сягають $k_{12} = 3,65$, що практично не змінилося відносно існуючих круглов'язальних машин, та $k_{13} = 1,6$ на лінії передачі 1-3, що в 2,2 рази менше ніж в існуючих круглов'язальних машинах [2].

Висновки

Встановлена доцільність використання в приводі круглов'язальної машини ПЗДН з запобіжною зубчастою муфтою з циліндричними пружинами кручення, розташованими на вертикальному приводному валу.

Виконані розрахунки підтверджують працездатність та доцільність використання в приводі круглов'язальної машини ПЗДН з запобіжною зубчастою муфтою з пружинами кручення.

Запропонована конструкція привода круглов'язальної машини з ПЗДН з запобіжною муфтою зубчастою з пружинами кручення здатна практично в 2,2 рази знизити динамічні навантаження привода на лінії передач механізму в'язання і, таким чином, підвищити ефективність роботи круглов'язальної машини.

Література

1. Кожевников С.Н. Динамика нестационарных процессов в машинах / Кожевников С.Н. – Київ : Наукова думка, 1986. – 288 с.
2. Піпа Б.Ф. Динаміка круглов'язальних машин / Піпа Б.Ф., Хомяк О.М., Павленко Г.І. – Київ : КНУТД, 2005. – 294 с.
3. Хомяк О.М. Динаміка плосков'язальних машин / Хомяк О.М. – Київ : КНУТД, 2008. – 250 с.
4. Чабан В.В. Динаміка основов'язальних машин / Чабан В.В., Бакан Л.А., Піпа Б.Ф. – Київ : КНУТД, 2012. – 287 с.
5. Поляков В.С. Справочник по муфтам / Поляков В.С., Барабаш И.Д., Ряховский О.А. – 2-е изд. – Ленинград : Машиностроение, 1979. – 351 с.
6. Машины кругловязальные типа КО-2. Техническое описание и инструкция по эксплуатации. – Черновцы, 1992. – 86 с.
7. Писаренко Г.С. Справочник по сопротивлению материалов / Писаренко Г.С., Яковлев А.П., Матвеев В.В. – Київ : Наукова думка, 1975. – 704 с.
8. Піпа Б.Ф. Приводи в'язальних машин і автоматів з пристроями зниження динамічних навантажень (наукові основи та інженерні методи проектування) / Піпа Б.Ф., Чабан О.В., Музичишин С.В. – Київ : КНУТД, 2015. – 280 с.
9. Ковальов Ю.А. Пристрій зниження динамічних навантажень в приводі машин та вибір його параметрів / Ковальов Ю.А., Плешко С.А., Лопухов Є.В. // Вісник Хмельницького національного університету. – 2021. – № 3. – С. 87–93.
10. Піпа Б.Ф. К вопросу снижения динамических нагрузок в кругловязальной машине / Піпа Б.Ф., Набулси А.С.-А. – Київ : ГАЛПУ, 1994. – 14 с. – Деп. в ГНТБ України 20.04.94, № 782-Ук 94.

References

1. Kozhevnikov S.N. Dynamics of nonstationary processes in machines. - Kyiv: Scientific Opinion, 1986. - 288 p.
2. Pipa B.F. Dynamics of circular knitting machines / Pipa B.F., Khomyak O.M., Pavlenko G.I. - Kyiv: KNU TD, 2005. - 294 p.
3. Hamster O.M. Dynamics of flat knitting machines. - Kyiv: KNU TD, 2008. - 250 p.
4. Chaban V.V. Dynamics of warp knitting machines / Chaban V.V., Bakan L.A., Pipa B.F. - Kyiv: KNU TD, 2012. - 287 p.

-
5. Polyakov V.S. Handbook of couplings / Polyakov V.S., Barabash I.D., Ryahovsky O.A. - 2nd ed. - Leningrad: Mashinostroenie, 1979. - 351 p.
 6. Circular knitting machines of the KO-2 type. Technical description and operating instructions. - Chernivtsi. 1992. - 86 p.
 7. Pisarenko G.S. Handbook of material resistance / Pisarenko G.S., Yakovlev A.P., Matveev V.V. - Kyiv: Scientific Opinion, 1975. - 704 p.
 8. Pipa B.F. Drives of knitting machines and machines with devices for reducing dynamic loads (scientific foundations and engineering design methods) / Pipa B.F., Chaban O.V., Muzychishin S.V. - Kyiv: KNUVD, 2015. - 280 p.
 9. Kovalev Y.A. Device for reducing dynamic loads in the drive of machines and the choice of its parameters / Kovalev Y.A., Pleshko S.A., Lopukhov E.V. // Bulletin of Khmelnytsky National University. - 2021. - № 3. - P. 87 - 93.
 10. Pipa B.F. On the issue of reducing dynamic loads in a circular knitting machine / Pipa B.F., Nabulsi AS.-A. – Kyiv : GALPU, 1994. - 14 p. Dep. in GNTB of Ukraine 20.04.94, № 782-Uk 94.