

УДК 677.055

ПЛЕШКО С. А., КОВАЛЬОВ Ю.А.

Київський національний університет технологій та дизайну

ДИНАМІКА ГАЛЬМУВАННЯ КРУГЛОВ'ЯЗальної МАШИНИ З ЧЕРВ'ЯЧНИМ ПРИВОДОМ

Мета. Розробка методу розрахунку динамічних навантажень, що виникають при гальмуванні круглов'язальних машин типу КО з черв'ячним приводом.

Методика. Використані сучасні методи досліджень динаміки гальмування в'язальних машин з метою оцінки впливу конструкції привода круглов'язальної машини на динамічні навантаження, що виникають при гальмуванні.

Результати. Розроблено метод та алгоритм розрахунку динамічних навантажень, що виникають при гальмуванні круглов'язальних машин типу КО з черв'ячним приводом. Встановлена доцільність оснащення привода круглов'язальних машин черв'ячною передачею. При цьому ефективним рішенням зниження динамічних навантажень є заміна існуючої конструкції привода круглов'язальної машини приводом з черв'ячною передачею, у якому електродвигун з'єднаний з черв'яком, а черв'ячне колесо безпосередньо з'єднане з голковим циліндром. Результати досліджень можуть бути використані при удосконаленні діючих та при розробці нових типів систем гальмування як круглов'язальних, так і інших типів в'язальних машин.

Наукова новизна. Розроблено метод розрахунку динамічних навантажень, що виникають при гальмуванні круглов'язальних машин типу КО з черв'ячним приводом.

Практична значимість. Запропоновано алгоритм розрахунку динамічних навантажень, що виникають в круглов'язальній машині, привід якої містить черв'ячну передачу, що безпосередньо з'єднує електродвигун з голковим циліндром.

Ключові слова: круглов'язальна машина, черв'ячний привід круглов'язальної машини, система гальмування круглов'язальної машини, динаміка гальмування круглов'язальної машини.

Вступ. З метою забезпечення в'язання якісного трикотажного полотна круглов'язальні машини, як показує аналіз [1...4], повинні бути обладнані ефективними системами гальмування. При цьому система гальмування повинна забезпечувати в'язання якісного трикотажного полотна та не допускати значних динамічних навантажень механізмів круглов'язальної машини, що виникають під час гальмування [2...4]. Виходячи з цього, проблема розробки нових та удосконалення діючих систем гальмування круглов'язальних машин є актуальною [2, 4].

Постановка завдання. Враховуючи актуальність питання підвищення ефективності роботи круглов'язальних машин за рахунок удосконалення систем гальмування [4], завданням досліджень є оцінка впливу конструкції привода круглов'язальної машини на динамічні навантаження, що виникають при гальмуванні, та розробка методу розрахунку динамічних навантажень, що виникають при гальмуванні круглов'язальних машин типу КО з черв'ячним приводом.

Результати дослідження. Існуючі конструкції приводів круглов'язальних машин містять значну кількість обертових мас (пасова передача, зубчасті передачі та ін.) [2], що потребує від системи гальмування створення значних гальмівних моментів, що у свою чергу викликає при гальмуванні значні динамічні навантаження, які знижують надійність і довговічність роботи привода.

На наш погляд одним із ефективних рішень усунення зазначеного недоліку є заміна існуючої конструкції привода круглов'язальної машини приводом з черв'ячною передачею, у якому електродвигун з'єднаний з черв'яком за допомогою пружної втулково-пальцевої муфти

(МУВП), як найбільш розповсюдженої. При цьому черв'ячне колесо встановлене на механізмі товароприйому (рис. 1).

Аналіз запропонованої конструкції привода показує, що в якості його динамічної моделі доцільно використовувати тримасову модель з першою ведучою масою (рис. 2).

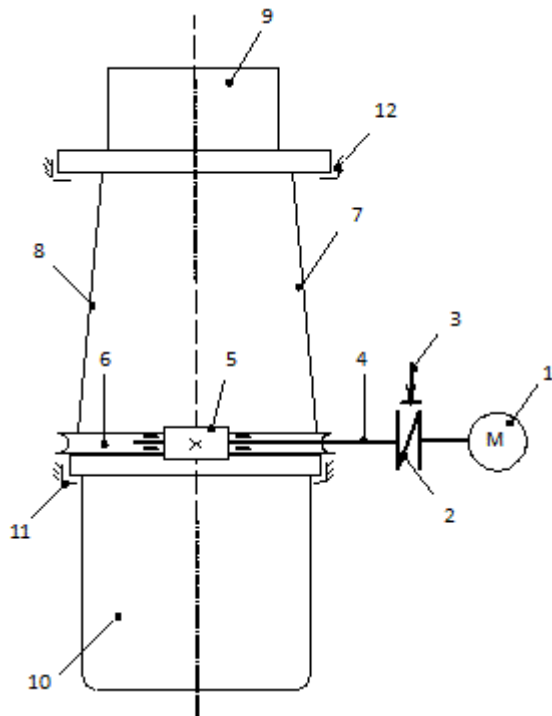


Рис. 1. Кінематична схема круглов'язальної машини з черв'ячним приводом: 1 - електродвигун; 2 - муфта; 3 - гальмо; 4 - вал черв'яка; 5 - черв'як; 6 - черв'ячне колесо; 7, 8 - водила; 9 - механізм в'язання; 10 - механізм товароприйому; 11, 12 – опори

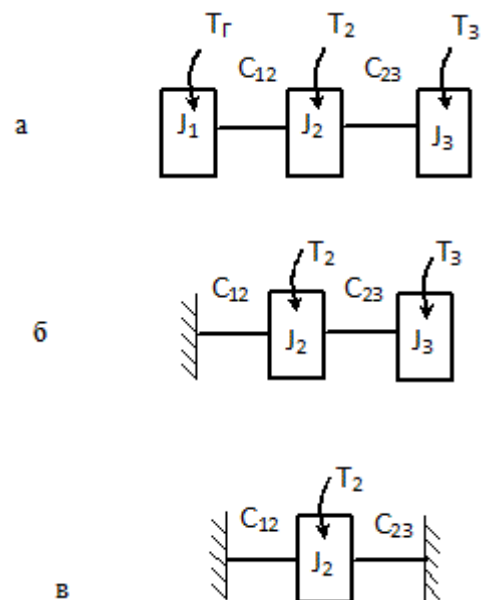


Рис. 2. Динамічна модель круглов'язальної машини з черв'ячним приводом:

- а - перший етап гальмування;
- б - другий етап гальмування;
- в - третій етап гальмування; J_1 - сумарний момент інерції ротора електродвигуна і муфти; J_2 - момент інерції механізму товароприйому; J_3 - момент інерції механізму в'язання; C_{12} - жорсткість вала черв'яка і муфти; C_{23} - жорсткість водил; $T_Г$ - момент гальма; T_2, T_3 - моменти сил опору механізмів товароприйому та в'язання

Процес гальмування здійснюється поетапно. Критерієм послідовності зупинки мас є параметр K [2]:

$$K_i = \frac{J_i}{T_i} \quad (1)$$

де J_i - момент інерції i -ої обертової маси;

T_i - момент опору, прикладений до i -ої маси.

Першою зупиняється та маса, для якої параметр K менше.

Використовуючи фактичні значення параметрів привода круглов'язальної машини типу КО (дивися нижче), знаходимо:

$$K_1 = 0,49 \cdot 10^{-3}; \quad K_2 = 5,91 \cdot 10^{-3}; \quad K_3 = 0,85 \cdot 10^{-3}.$$

Таким чином гальмування буде відбуватися поетапно в такий спосіб:

- перший етап (рис. 2, а): електродвигун виключено, включено гальмо, усі три маси обертаються; перший етап гальмування триває до зупинки першої маси;
- другий етап (рис. 2, б): перша маса нерухома, друга і третя маси обертаються; другий етап триває до зупинки третьої маси привода;
- третій етап (рис. 2, в): перша і третя маси нерухомі, друга маса обертається; третій етап гальмування триває до зупинки другої маси.

Оскільки максимальні динамічні навантаження в пружних ланках привода при гальмуванні круглов'язальної машини виникають на першому етапі гальмування [2], при динамічному аналізі процесу гальмування достатньо розглядати динаміку лише цього періоду.

Таким чином, в якості алгоритму визначення динамічних навантажень, що виникають у черв'ячному приводі круглов'язальної машини, можна рекомендувати:

1. Вибір, вихідних даних (приведені значення): момент гальма T_{Γ} ; моменти сил опору механізму товароприйому T_2 і механізму в'язання T_3 ; моменти інерції обертових мас машини J_1, J_2, J_3 ; жорсткості пружних в'язів привода C_{12}, C_{23} .

2. Визначаємо постійні складові моментів сил пружності a_{12}, a_{23} , використовуючи залежності (2) - (5):

$$a_{12} = \frac{\Delta a_{12}}{\Delta a}; \quad a_{23} = \frac{\Delta a_{23}}{\Delta a}, \quad (2)$$

$$\Delta a = \begin{vmatrix} J_1 + J_2 & -J_1 \\ -J_3 & J_2 + J_3 \end{vmatrix}; \quad (3)$$

$$\Delta a_{12} = \begin{vmatrix} J_1 T_2 - J_2 T_{\Gamma} & -J_1 \\ J_2 T_3 - J_3 T_2 & J_2 + J_3 \end{vmatrix}; \quad (4)$$

$$\Delta a_{23} = \begin{vmatrix} J_1 + J_2 & J_1 T_2 - J_2 T_{\Gamma} \\ -J_3 & J_2 T_3 - J_3 T_2 \end{vmatrix}. \quad (5)$$

3. Знаходимо частоти коливань мас системи β_1, β_2 , використовуючи (6):

$$\beta_{1,2}^2 = \frac{C_{12}(J_1 + J_2)}{2J_1 J_2} + \frac{C_{23}(J_2 + J_3)}{2J_2 J_3} \pm \sqrt{\left[\frac{C_{12}(J_1 + J_2)}{2J_1 J_2} + \frac{C_{23}(J_2 + J_3)}{2J_2 J_3} \right]^2 - C_{12} C_{23} \frac{J_1 + J_2 + J_3}{J_1 J_2 J_3}} \quad (6)$$

4. Визначаємо постійні інтегрування A , використовуючи вирази (7) - (12):

$$A_{(12)1} = -\frac{(T_{(12)0} - a_{12})\beta_2^2 + A_1}{\beta_1^2 - \beta_2^2}; \quad (7)$$

$$A_{(12)2} = \frac{(T_{(12)0} - a_{12})\beta_1^2 + A_1}{\beta_1^2 - \beta_2^2}; \quad (8)$$

$$A_{(23)1} = -\frac{(T_{(23)0} - a_{23})\beta_2^2}{\beta_1^2 - \beta_2^2}; \quad (9)$$

$$A_{(23)2} = \frac{(T_{(23)0} - a_{23})\beta_1^2}{\beta_1^2 - \beta_2^2}, \quad (10)$$

де $T_{(12)0} = T_2 + T_3$; $T_{(23)0} = T_3$ - початкові умови гальмування; (11)

$$A_1 = \frac{C_{12}}{J_1}(T_2 + T_3 + T_G); \quad A_2 = 0. \quad (12)$$

5. Використовуючи рівняння (13), знаходимо максимальну величину моментів, що виникають у пружних в'язях привода круглов'язальної машини при гальмуванні:

$$T_{12max} = |A_{(12)1}| + |A_{(12)2}| + |a_{12}|; \quad T_{23max} = |A_{(23)1}| + |A_{(23)2}| + |a_{23}|. \quad (13)$$

6. Знаходимо динамічні перевантаження пружних в'язів привода K_{12} , K_{23} , використовуючи рівняння (14).

$$K_{12} = \frac{T_{12max}}{T_2 + T_3}; \quad K_{23} = \frac{T_{23max}}{T_3}. \quad (14)$$

Використовуючи приведений алгоритм, визначимо динамічні навантаження, що виникають при гальмуванні круглов'язальної машини типу КО з черв'ячним приводом.

Вихідними даними при цьому будуть [1, 2]:

- модель круглов'язальної машини: однофонтурна круглов'язальна машина КО-2 з діаметром голкового циліндра 450 мм та його лінійною швидкістю 1,1 м/с;

- моменти інерції обертальних мас машини (тут і далі параметри приведені до вала електродвигуна): $J_1 = 0,025 \text{ кгм}^2$; $J_2 = 0,026 \text{ кгм}^2$ (приймаємо, що в механізмі товароприйому зубчаста передача замінена черв'ячною, моменти інерції яких однакові); $J_3 = 0,015 \text{ кгм}^2$ (кінематичний зв'язок механізму товароприйому з механізмом в'язання здійснюється за допомогою водил);

- жорсткості пружних ланок привода: $C_{12} = 470 \text{ Нм/рад}$ (жорсткість муфти і вала черв'яка); $C_{23} = 3500 \text{ Нм/рад}$ (жорсткість водил);

- моменти сил опору механізмів: $T_2 = 4,4 \text{ Нм}$ (момент сил опору механізму товароприйому); $T_3 = 17,7 \text{ Нм}$ (момент сил опору механізму в'язання);

- момент гальма: $T_G = 50,85 \text{ Нм}$ (визначений з умови забезпечення необхідного часу гальмування машини $t = 0,09 \text{ с}$ [2]:

$$T_G = (J_1 + J_2 + J_3)\omega / t - (T_2 + T_3),$$

де ω - кутова швидкість вала приведення (вал електродвигуна), $\omega = 99,48 \text{ с}^{-1}$.

Враховуючи (1) - (4) знаходимо постійні складові моментів сил пружності a_{12} , a_{23} , що виникають у пружних в'язях привода при гальмуванні:

$$a_{12} = -23,22 \text{ Нм}; \quad a_{23} = 1,12 \text{ Нм}.$$

Використовуючи рівняння (5), знаходимо частоти коливань мас привода:

$$\beta_1 = 612,49 \text{ с}^{-1}; \quad \beta_2 = 172,29 \text{ с}^{-1}.$$

Знаходимо постійні інтегрування A , використовуючи вирази (6) - (11):

$$A_{(12)1} = -7,86 \text{ Нм}; \quad A_{(12)2} = 53,18 \text{ Нм}; \quad A_{(23)1} = -1,42 \text{ Нм}; \quad A_{(23)2} = 18,0 \text{ Нм};$$

Знаходимо, використовуючи рівняння (13), максимальну величину моментів у пружних ланках привода: $T_{12max} = 84,26 \text{ Нм}$; $T_{23max} = 20,54 \text{ Нм}$.

Перевантаження ліній передач привода при цьому згідно (14) становлять:

$$K_{12} = 3,81; \quad K_{23} = 1,16.$$

Висновки. В результаті виконаних досліджень:

- розроблено метод оцінки впливу конструкції привода круглов'язальної машини на динамічні навантаження, що виникають під час гальмування;

- встановлено, що з метою підвищення ефективності роботи круглов'язальної машини доцільно оснастити її привод черв'ячною передачею, черв'як якої з'єднано з електродвигуном, а черв'ячне колесо безпосередньо з'єднане з голковим циліндром;

- результати досліджень можуть бути використані при удосконаленні діючих та при розробці нових типів круглов'язальних машин.

Література

1. Машины кругловязальные типа КО-2. Техническое описание и инструкция по эксплуатации. – Черновцы. 1992. – 86 с.
2. Піпа Б. Ф. Динаміка круглов'язальних машин / Б.Ф. Піпа, О.М. Хомяк, Г.І. Павленко. – К: КНУТД, 2005. – 294 с.
3. Піпа Б.Ф. Приводи круглов'язальних машин / Б.Ф. Піпа, О.М. Хомяк, А.І. Марченко. – К: КНУТД, 2007. – 400 с.
4. Чабан В.В. Приводи в'язальних машин (нові розробки та елементи розрахунків) / В.В. Чабан, Б.Ф. Піпа, О.В. Чабан. – К.: КНУТД, 2016. – 452 с.

References

1. Mashini kruglovyasalniye tipa KO-2. Tekhnicheskoe opisanie i instrukciya po tkspluataczii. – Chernovczii. 1992. – 86 p.
2. Pipa B.F., Khomyak O.N., Pavlenko G.I. (2005) Dinamika kruglovyazalnikh mashin [Dynamics of circular knitting machines]. *Kiev National University of Technology and Design*. 294 p.
3. Pipa B.F. Homjak O.M., Marchenko A.I. (2007) Privodi kruglovyasalnikh mashin. [Circular knitting machines] *Kiev National University of Technology and Design*. 400 p.
4. Chaban V.V., Pipa B.F., Chaban A.V. (2016) Priwody vyazalnikh mashin (novi rozrobki i elementi razchetov) [Drives of knitting machines (new developments and elements of calculations)] *Kiev National University of Technology and Design*. 452 p.

ДИНАМИКА ТОРМОЖЕНИЯ КРУГЛОВЯЗАЛЬНОЙ МАШИНЫ С ЧЕРВЯЧНЫМ ПРИВОДОМ

ПЛЕШКО С.А., КОВАЛЕВ Ю.А.

Киевский национальный университет технологий и дизайна

Цель. Разработка метода расчета динамических нагрузок, возникающих при торможении кругловязальных машин типа КО с червячным приводом.

Методика. Используются современные методы исследований динамики торможения вязальных машин с целью оценки влияния конструкции привода кругловязальной машины на динамические нагрузки, возникающие при торможении.

Результаты. Разработан метод и алгоритм расчета динамических нагрузок, возникающих при торможении кругловязальных машин типа КО с червячным приводом. Установлена целесообразность оснащения привода кругловязальных машин червячной передачей. При этом эффективным решением снижения динамических нагрузок является замена существующей конструкции привода кругловязальной машины приводом с червячной передачей, в котором электродвигатель соединен с червяком, а червячное колесо непосредственно соединено с игольным цилиндром. Результаты исследований могут быть использованы при совершенствовании действующих и при разработке новых типов систем торможения как кругловязальных, так и других типов вязальных машин.

Научная новизна. Разработан метод расчета динамических нагрузок, возникающих при торможении кругловязальных машин типа КО с червячным приводом.

Практическая значимость. Предложен алгоритм расчета динамических нагрузок, возникающих в кругловязальной машине, привод которой содержит червячную передачу, непосредственно соединяющей электродвигатель с игольным цилиндром.

Ключевые слова: кругловязальная машина, червячный привод кругловязальной машины, система торможения кругловязальной машины, динамика торможения кругловязальной машины.

DYNAMICS OF BRAKING CIRCULAR KNITTING MACHINES WITH A WORM DRIVE

PLESHKO S.A., KOVALEV Y.A.

Kiev National University of Technology and Design

Objective. *Development of a method for calculating the dynamic loads that occur when braking circular knitting machines of the KO type with a worm drive.*

Method. *Modern methods of studying the braking dynamics of knitting machines have been used to evaluate the effect of the design of a circular knitting machine drive on the dynamic loads that occur during braking.*

Results. *A method and an algorithm for calculating the dynamic loads that occur when braking circular knitting machines of the KO type with a worm drive is developed. The expediency of equipping the drive of circular knitting machines with a worm gear has been established. In this case, an effective solution to reduce dynamic loads is to replace the existing drive design of the circular knitting machine with a worm gear drive in which the electric motor is connected to the worm, and the worm wheel is directly connected to the needle cylinder. The results of the research can be used to improve the existing and in the development of new types of braking systems for both circular knitting machines and other types of knitting machines.*

Scientific novelty. *A method is developed for calculating the dynamic loads that occur when braking circular knitting machines of the KO type with a worm drive.*

Practical significance. *An algorithm is proposed for calculating the dynamic loads that arise in a circular knitting machine, the drive of which contains a worm gear that directly connects the electric motor to the needle cylinder.*

Key words: *circular knitting machine, worm drive of a circular knitting machine, braking system of a circular knitting machine, braking dynamics of a circular knitting machine.*