

УДК 677.055

ВПЛИВ САМОГАЛЬМІВНОЇ ЧЕРВ'ЯЧНОЇ ПЕРЕДАЧІ ПРИВОДУ КРУГЛОВ'ЯЗальної МАШИНИ НА ДИНАМІКУ ЇЇ ГАЛЬМУВАННЯ

Б.Ф. ПІПА, Г.І. ПАВЛЕНКО

Київський національний університет технологій та дизайну

Наведено результати досліджень впливу черв'ячної передачі приводу на динамічні навантаження, що виникають у механізмах круглов'язальної машини під час гальмування. Наведено приклад розрахунку динамічних навантажень, що виникають у черв'ячній передачі приводу круглов'язальної машини типу КО при гальмуванні

Ефективність роботи круглов'язальних машин суттєво залежить від надійності роботи систем гальмування. Перспективним напрямом підвищення ефективності роботи круглов'язальних машин є удосконалення їхніх систем гальмування, спрямоване на зниження динамічних навантажень, що виникають у механізмах машин при гальмуванні [1, 2].

Завданням цих досліджень став аналіз впливу самогальмівної черв'ячної передачі приводу круглов'язальної машини типу КО на динаміку її гальмування та розробка методики визначення максимальних динамічних навантажень, що виникають в черв'ячному зачепленні черв'ячної передачі приводу при гальмуванні.

Об'єкт та методи дослідження

Об'єктом досліджень взято привід круглов'язальної машини типу КО з самогальмівною черв'ячною передачею та методику оцінки впливу її параметрів на динаміку гальмування. При вирішенні завдань, поставлених у цій роботі, були використані сучасні методи теоретичних досліджень, що базуються на теорії динаміки машин та опору матеріалів.

Постановка завдання

Враховуючи актуальність питання підвищення ефективності роботи круглов'язальних машин шляхом зниження динамічних навантажень, статтю присвячено аналізу впливу перспективної конструкції приводу з самогальмівною черв'ячною передачею круглов'язальної машини типу КО на динаміку її гальмування.

Результати та їх обговорення

Питанням динаміки гальмування механічних систем із самогальмівною черв'ячною передачею присвячено низку робіт, серед яких особливо слід відзначити роботи [3, 4]. Однак досліджень динаміки гальмування круглов'язальних машин із самогальмівною передачею у приводі немає, що визначило необхідність цих досліджень.

При гальмуванні круглов'язальної машини із самогальмівною черв'ячною передачею можливі два режими гальмувань передачі [4]: режим, при якому силовий потік спрямовано від черв'яка до черв'ячного колеса (режим I); режим, коли силовий потік спрямовано від черв'ячного колеса до черв'яка (режим II). При цьому найбільш небезпечним є режим II, при якому, відповідно до специфіки самогальмівної черв'ячної передачі, можливі руйнування як черв'ячного зачеплення, так і інших деталей приводу.

Відповідні режими гальмування можливі за таких умов:

$$\text{– при режимі I:} \quad -\left(\frac{d\omega}{dt}\right)_1 > -\left(\frac{d\omega}{dt}\right)_2; \quad (1)$$

$$\text{– при режимі II:} \quad -\left(\frac{d\omega}{dt}\right)_1 < -\left(\frac{d\omega}{dt}\right)_2, \quad (2)$$

де $\left(\frac{d\omega}{dt}\right)_1$ – прискорення черв'яка, $\left(\frac{d\omega}{dt}\right)_1 = \frac{T_1}{J_1}$;

T_1 – статичний момент сил опору на валу черв'яка (тут і далі наведені значення параметрів до вала

черв'яка); J_1 – момент інерції черв'яка; $\left(\frac{d\omega}{dt}\right)_2$ – прискорення черв'ячного колеса з урахуванням

моментів інерції обертових мас приводу, кінематично зв'язаних з ним, $\left(\frac{d\omega}{dt}\right)_2 = \frac{T_2 + T_3}{J_2 + J_3}$; T_2 – статичний

момент сил опору механізму товароприйому (при установці черв'ячного колеса на ньому) чи механізму

в'язання (у разі встановлення черв'ячного колеса на голковому циліндрі); T_3 – статичний момент сил опору механізму в'язання (при установці черв'ячного колеса на механізмі товароприйому) чи механізму товароприйому (при установці черв'ячного колеса на голковому циліндрі); J_2, J_3 – моменти інерції обертових мас відповідних механізмів.

Для аналізу динаміки гальмування круглов'язальної машини її реальної схему ([5], рис. 1) замінимо двомасовою динамічною моделлю (рис.1).

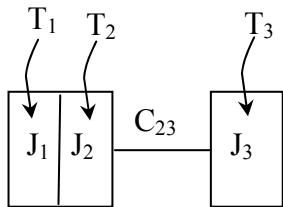


Рис. 1. Динамічна модель круглов'язальної машини з черв'ячним приводом: T_1, T_2, T_3 – статичні моменти сил опору (тут і далі наведені значення) відповідно черв'яка, механізму товароприйому і механізму в'язання; J_1, J_2, J_3 – моменти інерції відповідно черв'яка, механізму товароприйому і механізму в'язання; C_{23} – жорсткість водил, що з'єднують механізми товароприйому та в'язання

Такий підхід можливий за умови: $C_{12} \gg C_{23}$, (3)

де C_{12} – жорсткість зубів черв'ячного колеса [4], $C_{12} = 0,25 \cdot 10^3 C \cdot B(d \cdot \cos \alpha)^2$, Нм/рад; (4)

C – питома жорсткість зубців, Н/см·мк; B – ширина вінця черв'ячного колеса, см; d – діаметр ділильного кола черв'ячного колеса, см; α – кут черв'ячного зачеплення, град.

Розглянемо процес гальмування круглов'язальної машини в режимі I.

Використовуючи рекомендації та методи [6, 7], диференціальне рівняння руху мас системи можна подати у такому вигляді:

$$\ddot{T}_{23} + C_{23} \frac{J_1 + J_2 + J_3}{J_3(J_1 + J_2)} T_{23} = C_{23} \frac{(J_1 + J_2)T_3 - J_3(T_1 + T_2)}{J_3(J_1 + J_2)}; \quad (4)$$

де T_{23} – момент сил пружності, що виникає в пружній в'язі C_{23} приводу при гальмуванні.

Момент T_{12} , що виникає при цьому в черв'ячному зачепленні, визначається з умови [4]:

$$T_{12} = \frac{J_1}{J_1 + J_2} T_{23} + \frac{J_1 T_2 - J_2 T_1}{J_1 + J_2}. \quad (5)$$

Розв'язуючи диференціальне рівняння (4) та враховуючи (5), одержимо такий вираз:

$$T_{12} = \frac{J_1(T_2 + T_3) - J_2 T_1}{J_1 + J_2} - \frac{J_1 J_3 (T_1 + T_2 + T_3)}{(J_1 + J_2)(J_1 + J_2 + J_3)} (1 - \cos \beta t_1) . \quad (6)$$

Вираз (6) можна подати у такому вигляді:

$$T_{12} = \frac{J_1(T_2 + T_3) - J_2 T_1}{J_1 + J_2} - \frac{J_1 J_3 T}{J(J_1 + J_2)} (1 - \cos \beta t_1) , \quad (7)$$

де $T = T_1 + T_2 + T_3$; $J = J_1 + J_2 + J_3$; t_1 – тривалість гальмування в режимі I; β – частота коливання мас системи, $\beta^2 = \frac{C_{23} J}{J_3 (J_1 + J_2)}$. Аналіз виразу (6) показує, що гальмування машини в режимі I відбувається

при дотриманні умови $T_{12} \geq 0$, чому відповідає такий вираз:

$$J_1 \geq (J_3 - J_2) + \frac{J_2(J_2 + J_3)T_1}{J_1(T_2 + T_3)} + \frac{(J_2 + 2J_3)T_1}{T_2 + T_3} . \quad (8)$$

При недотриманні умови (8) при $t_1 = \tau_1$ відбудеться перехід з режиму гальмування I у режим II. Час τ_1 визначається з рівняння (6) за умови $T_{12} = 0$:

$$\tau_1 = \frac{1}{\beta} \arccos \left[\frac{J_1 + J_2}{J_1 J_3} \cdot \frac{(J_2 + J_3)T_1 - J_1(T_2 + T_3)}{T} \right] . \quad (9)$$

При виконанні умови (8) гальмування машини буде відбуватися в режимі I до повної її зупинки.

Аналіз виразу (7) дозволяє зробити висновок про те, що при гальмуванні в режимі I у черв'ячному зачепленні виникає динамічне навантаження, максимальне значення якого визначається з такого виразу:

$$T_{12\max} = \frac{J_1(T_2 + T_3) - J_1 T_2}{J_1 + J_2} . \quad (10)$$

Розглянемо гальмування круглов'язальної машини в режимі II.

При недотриманні умови (8) у момент часу $t_1 = \tau_1$ настає режим II гальмування.

Початковими умовами процесу гальмування при цьому є такі [4]:

$$T_{(12)}\tau_1 = 0 ; \quad \dot{T}_{(12)}\tau_1 = -\frac{J_1}{J_1 - \mu J_2} \dot{T}_{(23)}\tau_1 , \quad (11)$$

$$\text{де} \quad \dot{T}_{(23)}\tau_1 = -\beta \frac{J_3 T}{J} \sin \beta \tau_1 ; \quad (12)$$

μ – коефіцієнт розгальмовування самогальмівної передачі [4], $\mu = \frac{\operatorname{tg}(\rho_t - \lambda)}{\operatorname{tg} \lambda} \cdot \frac{\eta_2}{\eta_1}$; ρ_t – кут тертя в черв'ячному зачепленні; λ – кут підйому витка черв'яка; η_1 , η_2 – К.К.Д. опор відповідно черв'яка та черв'ячного колеса.

Нехтуючи власними коливаннями зубів черв'ячної передачі, можна вважати, що гальмування починається відразу в режимі II.

При цьому повинно виконуватися умова [4]:

$$J_2 T_1 > J_1 (T_2 + T_3) . \quad (13)$$

Початкові умови для цього випадку такі:

$$T_{(12)0} = -(T_2 + T_3); \quad \dot{T}_{(12)0} = 0. \quad (14)$$

Диференціальне рівняння руху мас системи має вигляд:

$$\ddot{T}_{23} + \rho^2 T_{23} = C_{23} \frac{(J_1 - \mu J_2) T_3 + J_3 (\mu T_2 - T_1)}{J_3 (J_1 - \mu J_2)}, \quad (15)$$

де ρ – частота коливання мас системи в режимі II,

$$\rho^2 = C_{23} \frac{J_1 - \mu(J_2 + J_3)}{J_3 (J_1 - \mu J_2)}. \quad (16)$$

Зв'язок моментів T_{12} і T_{23} виражається залежністю [4]:

$$T_{12} = \frac{J_2 T_1 - J_1 T_2}{J_1 - \mu J_2} - \frac{J_1 T_{23}}{J_1 - \mu J_2}. \quad (17)$$

Розглянемо випадок переходу в режим гальмування II з режиму I (не дотримується умова (8).

Розв'язуючи диференційне рівняння (15) з урахуванням початкових умов (11) і співвідношення

$$(17), \text{ одержимо:} \quad T_{12} = \frac{(J_2 + J_3) T_1 - J_1 (T_2 + T_3)}{J_1 - \mu (J_2 + J_3)} (1 - \cos \rho t_2) + \frac{\dot{T}_{(12)} \tau_1}{\rho} \sin \rho t_2. \quad (18)$$

Припускаючи, що T_{12} досягне свого максимального значення до повної зупинки машини, можна на підставі (18) одержати [4]:

$$T_{12\max} = T_{12} + \sqrt{T_{12}^2 + \left(\frac{\dot{T}_{(12)} \tau_1}{\rho} \right)^2}, \quad (19)$$

де

$$T_{12} = \frac{(J_2 + J_3) T_1 - J_1 (T_2 + T_3)}{J_1 - \mu (J_2 + J_3)}. \quad (20)$$

Розглянемо випадок, коли гальмування машини починається відразу в режимі II.

Рішення диференційного рівняння (15) з урахуванням початкових умов (14) та співвідношення (17) має такий вигляд:

$$T_{12} = \frac{J_2 T_1 - J_1 (T_2 + T_3)}{J_1 - \mu J_2} + \frac{J_1 J_3}{J_1 - \mu J_2} \cdot \frac{T_1 - \mu (T_2 + T_3)}{J_1 - \mu (J_2 + J_3)} (1 - \cos \rho t_1). \quad (21)$$

Очевидно, що максимальна величина динамічного навантаження, що виникає в зачепленні самогальмівної черв'ячної передачі при гальмуванні в режимі II, може бути визначена з умови:

$$T_{12\max} = \frac{J_2 T_1 - J_1 (T_2 + T_3)}{J_1 - \mu J_2} + \frac{2 J_1 J_3}{J_1 - \mu J_2} \cdot \frac{T_1 - \mu (T_2 + T_3)}{J_1 - \mu (J_2 + J_3)}. \quad (22)$$

Розглянемо приклад визначення динамічних навантажень, що виникають у черв'ячному зачепленні приводу круглов'язальної машини типу КО при гальмуванні.

Маємо такі вихідні дані приведені до вала черв'яка (при виборі вихідних даних використано джерела [8, 9] та результати розрахунків черв'ячної передачі):

– момент інерції черв'яка (діаметр діляльного кола 128 мм, довжина черв'яка 210 мм) з урахуванням моменту інерції напівмуфти і вала $J_1 = 0,053 \text{ кгм}^2$;

– момент інерції черв'ячного колеса та механізму товароприймання, $J_2 = 0,026 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$;
 – момент інерції механізму в'язання, $J_3 = 0,015 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$;
 – статичний момент сил опору на валу черв'яка (гальмування машини здійснюється без гальма, у режимі вільного вибігу), $T_1 = (T_2 + T_3)(1 - \eta) = 13,26 \text{ Нм}$;

- статичний момент сил опору механізму товароприйому, $T_2 = 4,4 \text{ Нм}$;
- статичний момент сил опору механізму в'язання, $T_3 = 17,7 \text{ Нм}$;
- коефіцієнт корисної дії самогальмівної черв'ячної передачі [4], $\eta = 0,4$;
- коефіцієнт розгальмування самогальмівної черв'ячної передачі [4], $\mu = 0,5$;
- жорсткість води, $C_{23} = 3500 \text{ Нм/рад}$.

Використовуючи розміри черв'ячного колеса та параметри зачеплення ($d = 496 \text{ мм}$; $B = 100 \text{ мм}$; $\alpha = 20^\circ$; $u = 31$), а також прийнявши $C = 180 \text{ Н/см}\cdot\text{мк}$, з виразу (4) знаходимо:

$$C_{12} = 0,25 \cdot 10^3 \cdot 180 \cdot 10 (49,6 \cos 20^\circ)^2 \frac{1}{31^2} = 1017 \cdot 10^3 \text{ Нм/рад},$$

що підтверджує необхідну умову (3).

Підставляючи вихідні дані у вираз (8), знаходимо: $0,053 > 0,035$.

Отже, умова (8) виконується. Це свідчить про те, що гальмування круглов'язальної машини типу КО із самогальмівною черв'ячною передачею у випадку відсутності гальма здійснюється до повної її зупинки в режимі І.

Максимальний динамічний момент, що виникає при цьому в черв'ячному зачепленні, відповідно до (10) дорівнює:

$$T_{12\max} = 10,46 \text{ Нм}$$

Таким чином, при вільному вибігу круглов'язальної машини типу КО із самогальмівною черв'ячною передачею в приводі перевантажень елементів приводу не відбувається.

Розглянемо процес гальмування круглов'язальної машини типу КО при наявності гальма, встановленого на зчпній муфті ([5] . 92, рис. 1). При цьому, за умови дотримання технологічних вимог (час гальмування t повинен задовольняти умові $t \leq ,09 \text{ с}$ [2]), знаходимо необхідний статичний момент опору на валу черв'яка (кутова швидкість вала приведення $\omega = 99,48 \text{ с}^{-1}$, а саме [9]):

$$T'_{12} = \frac{(J_1 + J_2 + J_3)\omega}{t_T} - (T_2 + T_3) = 81,8 \text{ Нм}$$

Підставляючи отриманий результат та вихідні дані в (8), знаходимо: $0,053 < 0,27$, що свідчить про невиконання умови (8).

Оскільки у нашому випадку умова (13) виконується ($2,127 > 1,171$), гальмування машини буде проходити в режимі ІІ. Максимальний момент, що виникає при цьому в черв'ячному зачепленні згідно (22) дорівнює такому значенню:

$$T_{12\max} = 110,41 \text{ Нм}$$

При цьому величина коефіцієнта перевантаження черв'ячного зачеплення K'_{12} становитиме:

$$K_{12} = \frac{T_{12\max}}{T_2 + T_3} = \frac{110,41}{4,4 + 17,7} = 4,99.$$

Висновки

При використанні у приводі круглов'язальної машини самогальмівної черв'ячної передачі можливі два режими її гальмування, а саме: режим, при якому силовий потік спрямований від черв'яка до черв'ячного колеса (режим I), і режим, коли силовий потік спрямований від черв'ячного колеса до черв'яка (режим II);

– отримано вирази, які характеризують відповідні режими гальмування круглов'язальної машини, та дають можливість визначити максимальні динамічні навантаження, що виникають у черв'ячному зчепленні;

– розрахунки показують, що при гальмуванні круглов'язальної машини типу КО із самогальмівною черв'ячною передачею у приводі в режимі вільного вибігу (гальмо відключене) має місце режим I; при цьому перевантажень у черв'ячному зчепленні не відбувається (максимальне динамічне навантаження в зчепленні становить всього 10,46 Нм); при наявності гальма, параметри якого відповідають технологічним вимогам ($t \leq 0,09$ с), гальмування машини відбувається в режимі II, при якому коефіцієнт перевантаження у черв'ячному зчепленні сягає приблизно 5 (максимальний динамічний момент у черв'ячному зчепленні дорівнює 110,41 Нм).

ЛІТЕРАТУРА

1. Піпа Б.Ф. Динаміка механізмів в'язання круглов'язальних машин. – К.: КНУТД, 2008. – 416 с.
2. Піпа Б.Ф., Хомяк О.М., Павленко Г.І. Наукові основи проектування та удосконалення систем гальмування круглов'язальних машин. – К.: КНУТД, 2003. – 208 с.
3. Вейц В.Л. Динамика станочных приводов с самотормозящимися червячными передачами // Станки и инструмент. – 1957. - №3.
4. Андожский В.Д. и др. Зубчатые и червячные передачи (Некоторые вопросы динамики самотормозящихся червячных передач). – М.: Машгиз, 1959. – 220 с.
5. Піпа Б.Ф., Хомяк О.М., Марченко А.І. Приводи круглов'язальних машин (нові розробки та елементи розрахунку). – К: КНУТД, 2007. – 400 с.
6. Кожевников С.Н. Динамика машин с упругими звеньями. – К.: Изд-во АН УССР, 1961. – 190 с.
7. Голубенцев А.Н. Интегральные методы в динамике. – К.: Техніка, 1967. – 352 с.
8. Машини кругловязальные типа КО-2. Техническое описание и инструкция по эксплуатации. – Черновцы, 1992. – 86 с.
9. Піпа Б.Ф., Павленко Г.І.– К.: 2001. – 15 с. – Рус. – Деп. в ГНТБ України 23.07.2001, №145–Ук 2001.

Надійшла 03.11.2008