

При нагріванні захисного покриття до температури 1673 К (рис. 3 з) відбувається повна орієнтація кристалів муліту із утворенням ступінчастої структури, у якій хаотично розташовані пластинчасті зерна цирконової фази.

Висновки. В результаті проведених досліджень встановлено: за температури нагрівання вище від 573 К у захисному покритті на основі наповненого поліалюмосилоксану проходить термоокислювальна деструкція плівкоутворювача та розклад каоліну, з якого за температури нагрівання 1223 К утворюється первинний голчастий муліт, за температури вище від 1273 К – призматичні кристали муліту із продуктів деструкції поліалюмосилоксану. За температури нагрівання 1673 К структура покриття складається із щільно переплетених кристалів муліту, пластинчастих – циркону, залишків непрореагованого оксидного наповнювача і пор. Введення каоліну збільшує вміст муліту на 5...7 мас.%, що підвищує температуростійкість покриттів, а введення TiO_2 знижує температуру силікатуутворення на 50...60 К., що є економічно доцільним.

Література

1. Стороженко П.А. Синтез алюмоксансилоксанов и высокочистых алюмосиликатов на их основе / П.А. Стороженко, Г.И. Щербакова // Неорганические материалы. – 2011. – Т. 47. – № 2. – С. 210-214.
2. Органоалкоксиалюмоксаны и бескремнеземное связующее на их основе / [П.А. Стороженко и др.] // Неорганические материалы. – 2007. – Т.43. – № 3. – С. 373-382.
3. Ємченко І. В. Процеси взаємодії між компонентами захисних покриттів на основі системи $Al_2O_3-ZrO_2-SiO_2$ / Ємченко І. В., Гивлюд М.М., Артеменко В.В., Передрій О.І. // Діагностика, довговічність та реконструкція мостів і будівельних конструкцій : зб. наук. праць. – Вип. 10. – Львів : Каменярь, 2008. – С. 31–39.
4. Исследование структуры керамики / В. В. Красильников // Стекло и керамика. – 2014. – № 1. – С. 17-19.
5. Peredriy O. Filled aluminosiloxane polymer-based coatings thermal stability and heat resistance improvement. URL: <http://www.connection.ebscohost.com/c/articles/95847574>.

Отримана/Received : 23.4.2017 р. Надрукована/Printed : 8.6.2017 р.
Рецензент: д.т.н., проф. Байдакова Л.І.

УДК 677.055

В.В. ЧАБАН, Є.О. КОРОБЧЕНКО

Київський національний університет технологій та дизайну

ЗНИЖЕННЯ ДИНАМІЧНИХ НАВАНТАЖЕНЬ ТОВАРОПРИЙОМНОГО МЕХАНІЗМУ ПРИ ПУСКУ КРУГЛОВ'ЯЗАЛЬНОЇ МАШИНИ

Ефективність роботи круглов'язальних машин залежить від динамічних навантажень їх механізмів, зокрема товароприйомного механізму. На основі аналізу динаміки механічних систем з пружними в'язями розроблено алгоритм розрахунку динамічних навантажень, що виникають в товароприйомному механізмі під час пуску круглов'язальної машини. Розглянуто конструкцію привода круглов'язальної машини з пружинами кручення та обгінними муфтами, розташованими на вертикальному приводному валу, що дозволяє знизити динамічні навантаження товароприйомного механізму при пуску. Запропоновано метод вибору раціональних параметрів привода круглов'язальної машини та представлено результати оцінки ефективності його використання. Результати досліджень можуть бути використані при розробці нових моделей круглов'язальних машин.

Ключові слова: круглов'язальна машина, привід круглов'язальної машини, товароприйомний механізм, динамічні навантаження товароприйомного механізму.

V.V. CHABAN, E.A. KOROBCHENKO

Kyiv National University of Technologies and Design

REDUCING OF DYNAMIC CAPACITY OF GOODS RECEIVING MECHANISM AT THE START OF THE CIRCULAR KNITTING MACHINE

The efficiency of the circular knitting machine depends on the dynamic loads of the mechanisms, in particular mechanism of goods receiving. Based on the analysis of dynamics of mechanical systems with elastic ties have developed an algorithm for calculating the dynamic loads encountered in goods receiving mechanism when starting circular knitting machine. Considered drive design circular machine with torsion springs way clutches and arranged on a vertical drive shaft, thereby reducing the dynamic loads during start of goods receiving mechanism. A method for selecting rational parameters of the drive circular knitting machine and the results of evaluation of the effectiveness of its use. The research results can be used to develop new models of circular knitting machines.

Keywords: circular knitting machine, circular knitting machine drive, goods receiving mechanism, dynamic capacity of goods receiving mechanism.

Одним із факторів, що знижують ефективність роботи механічних систем, в тому числі і круглов'язальних машин, є динамічні навантаження, що виникають під час несталого режиму їх роботи

(пуск, зупинка та ін.) [1–4]. Тому проблема підвищення надійності та довговічності роботи круглов'язальних машин шляхом зниження динамічних навантажень є актуальною та своєчасною. Виходячи з цього, при проектуванні круглов'язальних машин в першу чергу слід приділяти увагу зниженню динамічних навантажень їх механізмів, зокрема товароприйомного механізму. Вирішення цієї проблеми без удосконалення відомих конструкцій пристроїв зниження динамічних навантажень [5] неможливе.

Об'єкт та методи дослідження. Об'єктом досліджень обрано зниження динамічних навантажень товароприйомного механізму при пуску круглов'язальної машини. При вирішенні поставлених задач були використані сучасні методи теорії проектування машин легкої промисловості та теорії деталей машин.

Постановка завдання. Враховуючи актуальність питання зниження динамічних навантажень механізмів круглов'язальних машин, стаття присвячена аналізу ефективності використання привода круглов'язальної машини з пружинами кручення та обгінними муфтами для зниження динамічних навантажень товароприйомного механізму та розробці інженерного методу вибору його раціональних параметрів.

Результати та їх обговорення. 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 в механізмах круглов'язальних машин.

Автори пропонують нову конструкцію привода круглов'язальної машини, який обладнаний пристроєм зниження динамічних навантажень, що містить пружини кручення та обгінні муфти, встановлені на вертикальному приводному валу (Пат. України на корисну модель № 102931, МПК: D04 В 15/94 2015 р.). Схема привода представлена на рис. 1.

Обладнання привода пружинами кручення та обгінними муфтами забезпечує зниження динамічних навантажень товароприйомного механізму, що виникають при пуску круглов'язальної машини, підвищуючи надійність та довговічність його роботи.

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 обгінних 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.

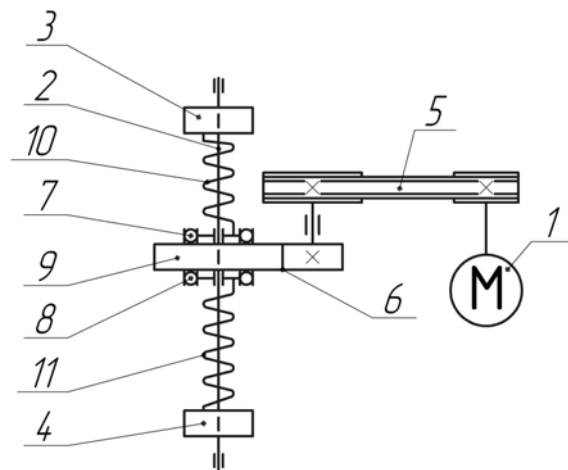


Рис. 1. Кінематична схема привода круглов'язальної машини: 1 – електродвигун; 2 – вертикальний приводний вал; 3, 4 – шестерні; 5 – клинопасова передача; 6 – зубчаста передача; 7, 8 – обгінні муфти; 9 – зубчасте колесо; 10, 11 – пружини кручення

В період пуску круглов'язальної машини пусковий момент електродвигуна за рахунок пружної деформації пружин кручення 10, 11 знижується, що призводить до зниження динамічних навантажень товароприйомного механізму та підвищення довговічності його роботи.

При зупинці круглов'язальної машини обгінні муфти 7, 8 забезпечують розкручування пружин кручення 10, 11 в вихідне положення, що необхідно для зниження динамічних навантажень привода при наступному його пуску.

Важливим етапом в проектуванні даного привода є розрахунок пружин кручення. Як відомо [7], пружини кручення працюють на згин витків. При цьому умова працездатності привода 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,

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

$$c = 4 \dots 12;$$

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:

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

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

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

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

$$L = \pi D i; \quad (7)$$

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

J_D – момент інерції перерізу дроту,

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

i – кількість робочих витків пружини,

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

H – робоча довжина (висота) пружини;

p – крок пружини,

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

Жорсткість пружини кручення знаходиться із умови

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

Визначимо раціональні параметри пружин привода круглов'язальної машини КО–2 з електродвигуном типу 4А100L6У3 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: $k_1 = 1,1$; $k_2 = 1,07$.

Тоді, прийнявши $[\sigma] = 1500$ МПа [7], із (5) знаходимо діаметри пружин: $d_1 = 6$ мм; $d_2 = 4$ мм і відповідні їх параметри $D_1 = D_2 = 48$ мм, $p_1 = 7$ мм, $p_2 = 5$ мм.

Враховуючи конструктивні особливості круглов'язальної машини КО–2 [6], приймаємо $H_1 = 275$ мм, $H_2 = 150$ мм. Тоді кількість робочих витків пружин згідно з (9): $i_1 = 39,3$; $i_2 = 30$ та довжина дроту пружин згідно з (7): $L_1 = 5924$ мм; $L_2 = 4524$ мм.

Враховуючи, що модуль пружності дроту (сталь) $E = 2,15 \cdot 10^5$ МПа та знайшовши згідно (8) моменти інерції перерізу дроту пружин $J_{D1} = 63,61$ мм⁴, $J_{D2} = 12,57$ мм⁴, знаходимо, використовуючи залежність (6), кути скручування пружин: $\varphi_1 = 12,99$ рад; $\varphi_2 = 12,55$ рад.

Жорсткість пружин згідно з (11): $C_1 = 2,3$ Нм/рад; $C_2 = 0,6$ Нм/рад.

Розглянемо динаміку пуску круглов'язальної машини КО–2 при наявності привода з пружинами кручення.

Як показує аналіз конструкції круглов'язальної машини з приводом з пружинами кручення, в якості розрахункової динамічної моделі для визначення динамічних навантажень, що виникають в механізмах у період пуску, доцільно прийняти тримасову динамічну модель з середньою ведучою масою з параметрами: T_1 – пусковий момент електродвигуна (тут і далі приведені 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 передач; J_2 – момент інерції обертових мас механізму товароприйому; J_3 – момент інерції обертових мас механізму в'язання; C_{12} – жорсткість пружини 11 (рис. 1), що передає рух механізму товароприйому, $C_{12} = C_2 = 0,6$ Нм/рад; C_{13} – жорсткість пружини 10 (рис. 1), що передає рух механізму в'язання, $C_{13} = C_1 = 2,3$ Нм/рад.

Пуск даної тримасової системи відбувається у три етапи [1, 2].

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 $\varphi_1 > \varphi_2$). 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).

Методика динамічного розрахунку механічних систем, динамічна модель яких являє собою тримасову систему з середньою ведучою масою детально представлена в монографії [2].

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

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

2. Із рівняння (12) знаходимо час тривалості першого етапу пуску τ_1 :

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

3. Використовуючи систему рівнянь (13), знаходимо початкові умови другого етапу пуску:

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

4. Із рівняння (14) знаходимо постійні складові моментів сил пружності:

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

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

$$\beta_{1,2}^2 = \frac{C_{12}(J_1 + J_2) + C_{13}J_2 \pm \sqrt{[C_{12}(J_1 + J_2) + C_{13}J_2]^2 - 4C_{12}C_{13}J_1J_2}}{2J_1J_2}. \quad (15)$$

6. Використовуючи залежності (16), (17), знаходимо амплітуди гармонік \cos і \sin .

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

$$\begin{aligned} B_{(12)1} &= \frac{\Delta_{12}\dot{T}_{(12)0} - \frac{C_{12}}{J_1}\dot{T}_{(13)0}}{\beta_1(\beta_1^2 - \beta_2^2)}; \quad B_{(12)2} = \frac{\frac{C_{12}}{J_1}\dot{T}_{(13)0} - \Delta_{11}\dot{T}_{(12)0}}{\beta_2(\beta_1^2 - \beta_2^2)}; \\ B_{(13)1} &= B_{(12)1} \frac{J_1}{c_{12}} \Delta_{11}; \quad B_{(13)2} = B_{(12)2} \frac{J_1}{c_{12}} \Delta_{12}, \end{aligned} \quad (17)$$

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

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

$$T_{(12)0} = T_{(12)}\tau_2; \quad T_{(13)0} = T_{(13)}\tau_2 = T_3; \quad \dot{T}_{(12)0} = \dot{T}_{(12)}\tau_2; \quad \dot{T}_{(13)0} = \dot{T}_{(13)}\tau_2. \quad (21)$$

10. Із рівнянь (22) знаходимо постійні складові моментів сил пружності:

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

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

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

$$\beta_{1,2}^2 = C_{12} \frac{J_1 + J_2}{2J_1J_2} + C_{13} \frac{J_1 + J_3}{2J_1J_3} \pm \sqrt{\left(C_{12} \frac{J_1 + J_2}{2J_1J_2} + C_{13} \frac{J_1 + J_3}{2J_1J_3} \right)^2 - C_{12}C_{13} \frac{J_1 + J_2 + J_3}{J_1J_2J_3}}. \quad (23)$$

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

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

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

$$A_{(13)1} = A_{(12)1} \frac{J_1}{C_{12}} \Delta_{11}; \quad A_{(13)2} = A_{(12)2} \frac{J_1}{C_{12}} \Delta_{12}; \quad (24)$$

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

$$B_{(13)1} = B_{(12)1} \frac{J_1}{C_{12}} \Delta_{11}; \quad B_{(13)2} = B_{(12)2} \frac{J_1}{C_{12}} \Delta_{12}. \quad (25)$$

13. Знаходимо максимальні навантаження пружних в'язей привода при пуску:

$$T_{12max} = \sqrt{A_{(12)1}^2 + B_{(12)1}^2} + \sqrt{A_{(12)2}^2 + B_{(12)2}^2} + a_{12}; \quad (26)$$

$$T_{13max} = \sqrt{A_{(13)1}^2 + B_{(13)1}^2} + \sqrt{A_{(13)2}^2 + B_{(13)2}^2} + a_{13}. \quad (27)$$

14. Використовуючи рівняння (28), знаходимо динамічні перевантаження, 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 навантажень круглов'язальної машини КО-2 з приводом з пружинами кручення. При цьому в якості вихідних параметрів, враховуючи розрахунки пружин кручення та результати досліджень [8], 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; $C_{12} = 0,6$ Нм/рад; $C_{13} = 2,3$ Нм/рад.

Розрахунки показують, що при використанні привода круглов'язальної машини з пружинами кручення динамічні навантаження пружних в'язей привода і, відповідно, механізмів товароприйому і в'язання становлять: $T_{12max} = 8,58$ Нм; $T_{13max} = 38,05$ Нм. При цьому динамічні перевантаження вказаних механізмів при пуску круглов'язальної машини з приводом з пружинами кручення будуть: $k_{12} = 1,95$, $k_{13} = 2,15$, що майже в 2 рази менше ніж в існуючих круглов'язальних машинах [2].

Висновки

В результаті виконаних досліджень:

- встановлена доцільність використання в приводі круглов'язальної машини циліндричних пружин кручення та обгінних муфт, розташованих на вертикальному приводному валу;
- виконані розрахунки підтверджують працездатність та доцільність використання в приводі круглов'язальної машини циліндричних пружин кручення та обгінних муфт;
- запропонована конструкція привода круглов'язальної машини з пружинами кручення здатна практично в 2 рази знизити динамічні навантаження товароприйомного механізму.

Література

1. Кожевников С.Н. Динамика нестационарных процессов в машинах / Кожевников С.Н. – К. :

Наукова думка, 1986. – 288 с.

2. Піпа Б.Ф. Динаміка круглов'язальних машин / О.М. Хомяк, Г.І. Павленко. – К. : КНУТД, 2005. – 294 с.

3. Хомяк О.М. Динаміка плосков'язальних машин / Хомяк О.М. – К. : КНУТД, 2008. – 250 с.

4. Чабан В.В. Динаміка основов'язальних машин / Л.А. Бакан, Б.Ф. Піпа. – К. : КНУТД, 2012. – 287 с.

5. Поляков В.С. Справочник по муфтам / И.Д. Барабаш, О.А. Ряховский. – 2-е изд. – Л. : 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 / А.П. Яковлев, В.В. Матвеев В.В. – К. : Наукова думка, 1975. – 704 с.

8. Піпа Б.Ф. К вопросу снижения динамических нагрузок в кругловязальной машине / Піпа Б.Ф., Набулси А.С.–А. – К. : ГАЛПУ, 1994. – 14 с. – Деп. в ГНТБ Украины 20.04.94, № 782–Ук 94.

Отримана/Received : 2.4.2017 р. Надрукована/Printed :8.6.2017 р.
Рецензент: д.т.н., проф. Місяць В.П.

УДК 621.941

М.М. КОСІЮК, С.А. КОСТЮК
Хмельницький національний університет

ФОРМОУТВОРЕННЯ НЕПОВНИХ СФЕРИЧНИХ ПОВЕРХОНЬ НА УНІВЕРСАЛЬНИХ ВЕРСТАТАХ ТОКАРНОЇ ГРУПИ

В статті розглянуто область застосування та приведені характерні представники деталей машин з неповними сферичними поверхнями. Проведено аналіз останніх досліджень і публікацій. Розглянуто методи отримання штучних заготовок з конструктивним елементом у вигляді неповної сферичної поверхні. Розглянуто питання формоутворення різанням неповних сферичних поверхонь деталей машин. Проведено аналіз існуючих кінематичних схем лезової та абразивної обробки неповних сферичних поверхонь. Розглянуто конструкції верстатних пристроїв для обточування неповних сферичних поверхонь. Запропоновано кінематичну схему процесу обточування неповних сферичних поверхонь зі зміщеним інструментом на основі якої розроблено верстатний пристрій. Отримані математичні залежності для визначення кутової подачі в залежності від режимів обробки.

Ключові слова: сферична поверхня, різання, метод, деталь, параметр.

M.M. KOSIYUK, S.A. KOSTYUK
Khmelnytsky National University

FORMATION OF INCOMPLETE SPHERICAL SURFACES ON UNIVERSAL LATHES

In the article examined field of application and presented typical representatives of machine parts with incomplete spherical surfaces. Conducted analysis of recent research and publications. Considered Methods of obtaining billets from artificial constructive element in the form of incomplete spherical surfaces. Considered the question of forming incomplete spherical surfaces cutting machine parts. Conducted analysis of existing kinematics schemes edge cutting and abrasive processing incomplete spherical surfaces. Considered machine tool design devices for turning incomplete spherical surfaces. The proposed kinematic scheme machining processing incomplete spherical surfaces with a displacement tool based on which the device is designed for machining.

Keywords: spherical surface, cutting, method, parts, parameter.

Постановка проблеми

В сучасній техніці існує велика група деталей, конструктивним елементом яких є неповна сферична поверхня (НСП). Рис. 1: кульові пальці автомобільних кульових шарнірів, кульові пальці наконечників рульових тяг, сферичні наконечники штоків гідро-компенсаторів та розподільні вали з сферичними клапанами газорозподільного механізму двигунів внутрішнього згорання, шарніри роботів, кульові під'ятники, сферичні вкладиші бойків механізмів ударної дії і т. п.

Такі деталі переважно застосовуються в сферичних парах тертя, що утворюють кінематичні пари з трьома ступенями вільності. Найбільш важливою і трудомісткою частиною технологічного процесу виготовлення деталей з НСП є чорнова і чистова формотвірні операції лезової обробки сферичної поверхні, надання їй правильної геометричної форми з мінімальними відхиленнями від сферичності, заданого діаметра та шорсткості поверхні. В загальному рівень технологічного забезпечення для виготовлення НСП залишається недостатньо високим [1]. Тому питання розробки нових конструкцій ефективних верстатних пристроїв для обробки НСП є актуальним.

Аналіз останніх досліджень і публікацій

Отримання штучних заготовок з технологічним елементом у вигляді неповної сфери можливо різними методами: гарячим і напівгарячим об'ємним штампуванням, холодним об'ємним штампуванням, висадкою, комбінованим штампуванням, поперечно-клиновою прокаткою [2]. Крім перерахованих способів в одиничному і дрібносерійному виробництві можливе отримання деталей з НСП різанням з пруткової або штучної заготовки.