

$$s_H = \sqrt{\left(\frac{1,02}{50}\right)^3 \frac{2,15 \cdot 10^5 \cdot 3060}{0,2 \cdot 1^2 \cdot 0,15}} = 431,48 \text{ МПа} \leq [s_H] = 800 \text{ МПа},$$

що підтверджує працездатність запропонованої конструкції механізму накатування полотна.

Мінімальне та максимальне зусилля пружини згідно з умовою (13) становить $Q_{\min} = Q_0 = 81,6 \text{ Н}$; $Q_{\max} = 816 \text{ Н}$. Такий діапазон зміни зусилля може забезпечити циліндрична пружина стиску III класу 2-го розряду з характеристикою [9]: $Q_{\text{пр}} = 900 \text{ Н}$ (граничне зусилля пружини); $D_{\text{пр}} = 34 \text{ мм}$ (зовнішній діаметр пружини); $d = 4 \text{ мм}$ (діаметр дроту, з якого виготовлена пружина); $C_o = 94,81 \text{ Н/мм}$ (жорсткість одного витка пружини).

Прийнявши робочий хід стиску пружини $h = 40 \text{ мм}$, знаходимо необхідну її жорсткість:

$$C = \frac{Q_{\max} - Q_{\min}}{h} = \frac{816 - 81,6}{40} = 18,36 \text{ Н/мм}.$$

Висновки

Аналізуючи результати досліджень, можемо зробити наступні висновки:

- конструкція запропонованого механізму накатування полотна, працездатна та ефективна в роботі;
- використання запропонованого механізму накатування полотна у складі круглов'язальної машини дозволяє підвищити надійність та довговічність роботи як самого товароприйомного механізму, так і підвищити якість трикотажного полотна;
- запропонована конструкція механізму накатування полотна може бути використана не тільки для круглов'язальних, а і для інших типів машин легкої промисловості.

Література

1. Гарбарук В. Н. Проектирование трикотажных машин / Гарбарук В. Н. – Л. : Машиностроение, 1980. – 472 с.
2. Хомяк О. Н. Повышение эффективности работы вязальных машин / О. Н. Хомяк, Б. Ф. Піпа. – М. : Легпромбытиздат, 1990. – 208 с.
3. Пат. 14097 на корисну модель. Україна, D 04 В 15/00. Механізм накатки полотна круглов'язальної машини / Б. Ф. Піпа, О. М. Хомяк., Ю. Д. Федоров, О. Ю. Куніна (Україна). Опубл. 15.05.2006, 2 с.
4. Пронин Б. А. Бесступенчатые клиноременные и фрикционные передачи (вариаторы) / Б. А. Пронин, Г. А. Ревков – М. : Машиностроение, 1987. – 404 с.
5. Райко М. В. Расчет деталей и узлов машин / Райко М. В. – К. : Техніка, 1966. – 500 с.
6. Піпа Б. Ф. Механізми відтяжки та накатування полотна круглов'язальних машин / Піпа Б. Ф., Хомяк О. М., Олійник О. Ю. – К. : КНУТД, 2009. – 234 с.
7. Пат. 18319 на корисну модель. Україна, D 04 В 15/66. Механізм накатування полотна круглов'язальної машини / Б.Ф.Піпа, Ю.Д.Федоров, О.Ю.Олійник (Україна). Опубл. 15.11.2006, 2 с.
8. Машини кругловязальные типа КО– 2. Техническое описание и инструкция по эксплуатации. – Черновцы. 1992. – 86 с.
9. Анурьев В. И. Справочник конструктора– машиностроителя / Анурьев В. И. – М. : Машиностроение, 1979. – Т. 3. – 560 с.

Надійшла 18.7.2011 р.

УДК 677.055

Г.П. РОСІНСЬКА, Б.Ф. ПІПА

Київський національний університет технологій та дизайну

ВПЛИВ КОНСТРУКЦІЇ ПРИВОДА КРУГЛОВ'ЯЗАЛЬНОЇ МАШИНИ НА ЗНОШЕННЯ ОПОРИ ГОЛКОВОГО ЦИЛІНДРА

Представлено результати аналізу процесу зносу голкового циліндру механізму в'язання круглов'язальних машин, який негативно впливає на якість трикотажного полотна.

The presented results of analysis of process of wear of needle cylinder of mechanism of knitting of circular knitters, which negatively influence on quality of knitting linen.

Ключові слова: круглов'язальна машина, механізм в'язання.

Однофонтурні круглов'язальні машини належать до найбільш поширеного і перспективного виду трикотажного устаткування. Одним з основних механізмів круглов'язальних машин є привід, від досконалості конструкції якого в значній мірі залежить надійність, довговічність і якість роботи машини в цілому. При цьому одним з видів відмов приводу є знос опор голкового циліндра (пара тертя зубчасте колесо, на якому встановлений голковий циліндр – вкладиш підшипника ковзання) рис. 1.

Знос опори призводить до зсуву голкового циліндра, що недопустимо для круглов'язальних машин, оскільки негативно позначається на якості трикотажного полотна.

У конструкції приводу круглов'язальної машини типу КО передача руху циліндру 7 (рис. 1) здійснюється від зубчастої передачі 5, розташованої у верхній частині вертикального валу. Таке розташування передачі має свій недолік, який полягає в тім, що радіальне зусилля F (рис. 2), що діє на зубчасте циліндрове колесо в процесі роботи машини прагне його змістити, а отже й змістити голковий циліндр. При цьому в опорах циліндра виникає знос з боку протилежного до дії радіального тиску, що і є надалі причиною зсуву циліндра, що викликає збільшення відмови голок і зниження якості трикотажного полотна.

Розглянемо процес зносу опори голкового циліндра круглов'язальної машини. Враховуючи [1], рівняння інтенсивності зносу для опори циліндра (пружний контакт) матиме вигляд:

$$J = K_1 a \cdot 2^{\frac{1}{2n}} P_a P_c \frac{1}{2n} P_2^{t-1} \frac{1}{2n} \Delta^2 \left(\frac{kf}{S_0}\right)^{ty}, \quad (1)$$

де J – інтенсивність зносу пари тертя; K_1 – множник, що визначається геометричною конфігурацією і розташуванням по висоті одиничних нерівностей на поверхнях твердих тіл; a – коефіцієнт перекриття; n – параметр опорної кривої; P_a – питоме навантаження; P_c – контурний тиск (без врахування впливу шорсткості на деформацію);

$$P_c = 0,2 E^{0,8} \left(\frac{H_B}{R_B}\right)^{0,4} P_a^{0,2}, \quad (2)$$

де E – модуль пружності матеріалу опори; $\frac{H_B}{R_B}$ – хвилястість поверхонь; P_2 – фактичний тиск в зоні контакту:

$$P_2 = 0,5 E^{\frac{2n}{2n+1}} \Delta^{\frac{n}{2n+1}} P_c^{\frac{1}{2n+1}}, \quad (3)$$

де Δ – шорсткість поверхні тертя; t – показник ступеню кривої фрикційної втоми; k – коефіцієнт, що характеризує напружене перебування на контакті, залежить від природи матеріалу; f – коефіцієнт тертя; S_0 – параметр фрикційної втоми; ty – показник кривої фрикційної втоми.

Підставивши в рівняння інтенсивності зносу (1) відповідні вирази для фактичного і контурного тиску (2), (3), отримаємо:

$$J = K_2 \cdot a \cdot K_m \cdot P_c^{\frac{t \cdot y}{2n+1} + 1} \cdot E^{\frac{2n \cdot t \cdot y}{2n+1}} \cdot \Delta^{\frac{n \cdot t \cdot y}{2n+1}} \left(\frac{kf}{S_0}\right)^{ty}, \quad (4)$$

де K_2 – числовий множник, який залежить від параметрів ty та n ,

$$K_2 = 0,5^{ty-1} \frac{1}{2n} \cdot 2^{\frac{1}{2n}} K_1, \quad (5)$$

K_{tn} – поправочний коефіцієнт, що враховує число циклів до відділення частки зносу; P – номінальний тиск в зоні контакту.

З вище приведених залежностей можна встановити вплив різних чинників на знос пар тертя. На інтенсивність зношування матеріалу значно впливає модуль пружності. Збільшення абсолютних значень властивостей матеріалу (S_0 , ty) завжди позитивно впливає на зносостійкість. Чим більше S_0 , тим міцніше матеріал при однократному розриві, і чим більше ty , тим більша кількість циклів потрібна для відділення частки зносу [1]. Вплив мікрогеометрії поверхні на знос (шорсткість і хвилястість поверхонь) вельми істотно. Оскільки комплексний критерій шорсткості Δ може мінятися в межах $10^{-3} < \Delta < 1$, а показник міри при Δ лежить в межах 0,8 – 4 [1], та зневага шорсткості може привести до помилки в декілька порядків при визначенні інтенсивності зношування.

Як відомо [2], знос підшипника ковзання залежить від параметра gV , де g – тиск в опорі циліндра; V – швидкість ковзання опори (рис. 2).

$$g = \frac{F}{Dl}, \quad (6)$$

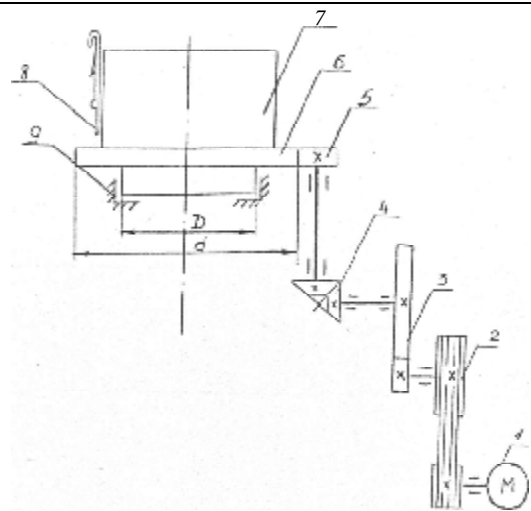


Рис. 1. Кінематична схема приводу голкового циліндра круглов'язальної машини: 1 – електродвигун; 2 – клинопасова передача; 3 – циліндрична зубчаста передача; 4 – конічна зубчаста передача; 5 – циліндрична зубчаста шестерня; 6 – циліндричне зубчасте колесо; 7 – голковий циліндр; 8 – голки; 9 – опора

де F – навантаження на опору циліндра:

$$F = \frac{F_t}{\cos a_2}, \quad (7)$$

де F_t – окружне зусилля в зубчастому зачепленні – 1-2 (рис. 2)

$$F_t = \frac{2t}{d}, \quad (8)$$

де D – діаметр опори; l – довжина контакту опори циліндра; a_3 – кут зачеплення, $a_3 = 20^\circ$ [2]; T – крутний момент, який передається голковому циліндру приводом:

$$T = \frac{N}{w}, \quad (9)$$

де N – потужність приводу голкового циліндра; w – частота обертання голкового циліндра; d – діаметр ділильного кола зубчастого колеса б (рис. 1).

Враховуючи, що $V = w \frac{D}{2}$ і підставляючи (7), (8), (9) в (6), отримаємо:

$$gV = \frac{N}{dl \cos a_2} \quad (10)$$

Аналізуючи вираз (10), приходимо до висновку, що на знос опори голкового циліндра значною мірою впливає діаметр ділильного кола зубчастого колеса. Для підвищення довговічності опори доцільно діаметр колеса збільшувати.

Розрахуємо знос опори голкового циліндра круглов'язальної машини КО-2.

Вихідні дані [3]: діаметр голкового циліндра машини D_0 , м – 0,45; швидкість в'язання V_0 , м/с – 0,9; кутова швидкість циліндра w , s^{-1} – 4,0; потужність електродвигуна N , кВт – 2,2; діаметр ділильного кола зубчастого колеса d , м – 0,714; діаметр опори D , м – 0,59; довжина контакту опори l , м – $27 \cdot 10^{-3}$; матеріал зубчастого колеса – чавун; матеріал вкладиша опори – чавун; модуль пружності чавуну E [4], МПа – $1,6 \cdot 10^5$; параметр фрикційної втоми s_0 [5] – $6,6 \cdot 10^3$; показник кривої фрикційної втоми t_y [5] – 4,15; шорсткість поверхні Δ [5] – 0,1; параметр опорної кривої n [5] – 1,2; коефіцієнти перекриття a [1] – 1,0; коефіцієнт тертя f [1] – 0,09; коефіцієнт поправочний K_m [1] – 2,8; коефіцієнт, що характеризує напружене перебування на контакті K [1], – 5,0; множник K_1 [1] – 0,2.

Визначимо номінальний тиск в опорі:

$$g = \frac{F}{Dl}$$

Враховуючи (7), (8), (9), маємо

$$P = \frac{2N}{dDlw \cos a_2}, \quad (11)$$

де [6]: $N = 0,8N_{ДВ}$

Тоді

$$P = \frac{1,6N_{ДВ}}{dDlw \cos a_2}. \quad (12)$$

Підставляємо вихідні дані в (12) та враховуючи, що $a_3 = 20^\circ$ знаходимо:

$$P = \frac{1,6 \cdot 2,2 \cdot 10^3 \cdot 10^{-6}}{0,714 \cdot 0,59 \cdot 27 \cdot 10^{-3} \cdot 4,0 \cdot \cos 20^\circ} = 0,081 \text{ МПа.}$$

З (5) маємо:

$$K_2 = 0,5^{t_y - 1 - \frac{1}{2n}} 2^{\frac{1}{2n}} K_1 = 0,5^{4,15 - 1 - \frac{1}{2 \cdot 1,2}} \cdot 2^{\frac{1}{2 \cdot 1,2}} \cdot 0,2 = 0,03.$$

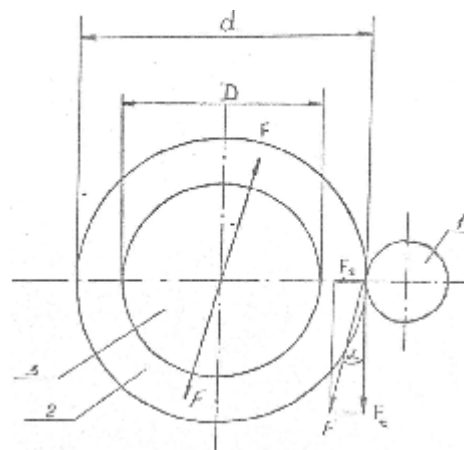


Рис. 2. Схема сил, що діють на голковий циліндр круглов'язальної машини типу КО: 1- циліндрична зубчаста шестерня; 2 – циліндричне зубчасте колесо; 3 – опорна частина голкового колеса

Враховуючи отриманий результат і підставляючи вихідні дані в розрахункову формулу (4), визначаємо інтенсивність зносу опори голкового циліндра:

$$J = 0,03 \cdot 1 \cdot 2,8 \cdot 0,8^{1+\frac{4,15}{2 \cdot 1,2+1}} \cdot (1,6 \cdot 10^6)^{\frac{2 \cdot 1,2 \cdot 4,15}{2 \cdot 1,2+1}-1} \cdot (0,1 \cdot 10^{-2})^{\frac{1,2 \cdot 4,15}{2 \cdot 1,2+1}} \cdot \left(\frac{3 \cdot 0,09}{6,6 \cdot 10^3}\right)^{4,15} = 6,4 \cdot 10^{-12}.$$

Знос пари тертя підшипника ковзання циліндрового зубчастого колеса голкового циліндра круглов'язальної машини КО-2 визначається з умови [1,5]:

$$U = I \cdot L, \quad (13)$$

де U – знос пари тертя; I – інтенсивність зносу; L – шлях тертя, $L = Vt$, де t – тривалість роботи пари тертя.

Прийнявши двозмінну роботу машини при восьмигодинному робочому дні, шлях тертя за місяць роботи машини L_M (24 робочих днів), складе

$$L_M = V \cdot 2 \cdot 8 \cdot 24,$$

де $V = V_{II} \frac{D}{D_{II}} = 0,9 \frac{0,59}{0,45} = 1,18 \text{ м/с} = 1,18 \cdot 3,6 \cdot 10^3 = 4248 \text{ м/год.}$

Тоді $L_M = 4248 \cdot 2 \cdot 8 \cdot 24 = 1,63 \cdot 10^6 \text{ м.}$

Отже, знос опори голкового циліндра машини КО-2 за місячний термін роботи складе:

$$U_M = I \cdot L_M = 6,4 \cdot 10^{-12} \cdot 1,63 \cdot 10^6 = 10,43 \cdot 10^{-6} \text{ м} = 10,43 \cdot 10^{-3} \text{ мм} = 0,01 \text{ мм.}$$

Знос опори протягом 1 року U_1 , 5-ти років U_5 і 10-ти років U_{10} експлуатації машини КО-2 відповідно складе: $U_1 = 0,125 \text{ мм}$; $U_5 = 0,625 \text{ мм}$; $U_{10} = 1,25 \text{ мм.}$

Аналізуючи результати досліджень, можемо зробити такі висновки:

- параметри конструкцій приводу суттєво впливають на знос опори голкового циліндра круглов'язальної машини і як наслідок на якість полотна, що виробляється.

Література

1. Крагельский И. В. Трение, изнашивание и смазка. Справочник. В 2 т / Крагельский И. В. – М. : Машиностроение, 1978–1979.
2. Піпа Б. Ф. Деталі машин / Піпа Б. Ф., Хомяк О. М., Марченко А. І. – К. : КНУТД, 2011. – 358 с.
3. Машини кругловязальные типа КО-2. Техническое описание и инструкция по эксплуатации. – Черновцы. 1992. – 86 с.
4. Писаренко Г. С. Справочник по сопротивлению материалов / Писаренко Г. С., Яковлев А. П., Матвеев В. В. – Киев, «Наукова думка», 1975. – 704 с.
5. Крагельский И. В. Основы расчетов на трение и износ / Крагельский И. В., Добыч М. Н., Колобаев В. С. – М., «Машиностроение», 1977.
6. Сердюк В. П. Расчет приводов машин легкой промышленности / Сердюк В. П. – К., «Техника», 1978. – 232 с.

Надійшла 4.8.2011 р.

УДК 537.84: 669.001: 519.63

О.В. КАЗАК, А.Н. СЕМКО
Донецкий национальный университет

МОДЕЛИРОВАНИЕ ЭЛЕКТРОВИХРЕВЫХ ТЕЧЕНИЙ В МЕТАЛЛУРГИЧЕСКИХ ПЕЧАХ ПОСТОЯННОГО ТОКА С ПОДОВЫМ ЭЛЕКТРОДОМ

Робота присвячена моделюванню електровихрових течій в металургійній печі постійного струму з подовим електродом. Наводиться постановка задачі, фізична та математична модель процесів що протікають. Розроблений алгоритм розв'язання та отримані результати полів електровихрових течій у розплаві сталі, отримані за допомогою програмно-обчислювального комплексу ANSYS та COMSOL.

Work is devoted to modelling electro vortical field in the of DC EAF with bottom electrode. Statement of a problem, physical and mathematical model of proceeding processes is resulted. The algorithm of the decision of a problem is developed. The result of electro vertical flow fields in molten metal, executed by programmatic-calculable complex ANSYS and COMSOL is received.

Ключевые слова: металлургическая печь, электровихревое течение.

Введение. Металлургическая промышленность является ведущим, а во многом и определяющим направлением развития мирового производства и экономики [1]. Приготовление стали, особенно сталей высокого качества, представляет собой сложный физический процесс, который требует больших затрат