

38. Никитин В.Н., Перский Е.Э., Утевская Л.А. Возрастная и эволюционная биохимия коллагеновых структур. – К.: Наукова Думка, 1977. – 438 с.
39. Вайс А. Макромолекулярная химия желатина.– М.: Мир, 1971.– 318 с.
40. Rice R. Research of influence of temperature on weldability natural leather chromic tanning // Proceedings of the National Academy of Sciences USA.– 1960.– №46.– p. 1186 – 1198.
41. Dayhoff M. Atlas of Protein Sequence and Structure.– Washington: Abstract of National Academy of Sciences USA, 1972. – 286 p.
42. Traub W., Piez K. Influence of process tanning on a volumetric output of a natural leather of large horned livestock // Advances in Protein Chemistry.– 1971.– №25.– p.243– 352.
43. Дэвени Т., Гергей Я. Аминокислоты, пептиды, белки.– М.: Мир, 1976. – 385 с.
44. Шестакова Н.А., Шнейдерович Р.М. Реологические характеристики кожи на основе сетчатой модели // Кожевенно-обувная промышленность.– 1972.– №3.– с. 45-49.
45. Райс Г. Коллаген.– М.: Издательство Легкая индустрия, 1969.– 312 с.

Надійшла 19.11.2008

УДК 677.055

ФРИКЦІЙНИЙ ПРИВІД КРУГЛОВ'ЯЗальної

МАШИНИ ТА ВИБІР ЙОГО ПАРАМЕТРІВ

Б.Ф. ПІПА

Київський національний університет технологій та дизайну

Представлено результати досліджень доцільності використання у приводі круглов'язальної машини конічної фрикційної передачі. Запропоновано конструкцію приводу круглов'язальної машини з конічною фрикційною передачею з автоматичним притиском котків (фрикційний привід) та методику вибору раціональних параметрів такої передачі

Перспективним напрямком підвищення ефективності роботи круглов'язальних машин є удосконалення конструкції їх приводу, спрямоване на підвищення надійності та довговічності його роботи [1, 2]. Як показують дослідження авторів [3], перспективним напрямком удосконалювання приводу круглов'язальних машин є спрощення його конструкції та використання засобів запобігання аварійних поломок деталей приводу та механізмів круглов'язальної машини, зокрема голок механізму в'язання, при перевантаженнях, що виникають в процесі експлуатації машини (заклинювання голок та ін.).

Задачею даних досліджень стала розробка конструкції приводу з конічною фрикційною передачею з автоматичним притиском котків (фрикційний привід), здатної підвищити ефективність роботи круглов'язальної машини та методику вибору раціональних параметрів такої передачі.

Об'єкти та методи дослідження

Об'єктом досліджень обрано фрикційний привід круглов'язальної машини типу КО та методику вибору його параметрів.

При вирішенні задач, поставлених у даній роботі, були використані сучасні методи теоретичних досліджень, що базуються на теорії деталей машин та опору матеріалів.

Постановка завдання

Враховуючи актуальність питання підвищення ефективності роботи круглов'язальних машин шляхом удосконалення конструкцій приводів, спрямоване на підвищення надійності та довговічності його роботи, стаття присвячена оцінці ефективності використання фрикційного привода круглов'язальних машин та розробці методики вибору раціональних параметрів конічної фрикційної передачі привода з засобом автоматичного притиску її котків.

Результати і їх обговорення

Запропонована автором конструкція приводу круглов'язальної машини (рис. 1) з конічною фрикційною передачею (фрикційний привід), що здійснює кінематичний зв'язок проміжного вала з вертикальним приводним валом, на відміну від відомих конструкцій приводів [1, 4], відзначається простотою конструкції та дозволяє вирішити проблему запобігання аварійних поломок деталей приводу та механізмів круглов'язальної машини при перевантаженнях, що виникають в процесі експлуатації машини (заклинювання голок і ін.), і, таким чином, підвищити надійність та довговічність роботи приводу та круглов'язальної машини в цілому.

Привід круглов'язальної машини містить електродвигун 1, кінематично за допомогою клинопасової передачі, що містить ведучий шків 2, ведений шків 3 та клинові паси 4, зв'язаний з проміжним валом 5, вертикальний приводний вал 6, конічну фрикційну передачу, що містить ведучий 7 та ведений 8 котки, та засіб автоматичного притиску котків (необхідна умова роботи конічної фрикційної передачі), виконаний у вигляді двох косозубих шестерень 9, 10. Косозуба шестерня 9 жорстко встановлена на проміжному валу 5, а косозуба шестерня 10 жорстко з'єднана з ведучим котком 7 за допомогою вала 11, який встановлений в опорах 12 з можливістю осьового переміщення. Ведений коток 8 жорстко встановлений на вертикальному приводному валу 6. На кінцях вертикального приводного вала 6 жорстко закріплені циліндричні шестерні 13 і 14 для кінематичного зв'язку з зубчастими колесами 15, 16 механізмів відповідно в'язання 17 та товароприйому 18.

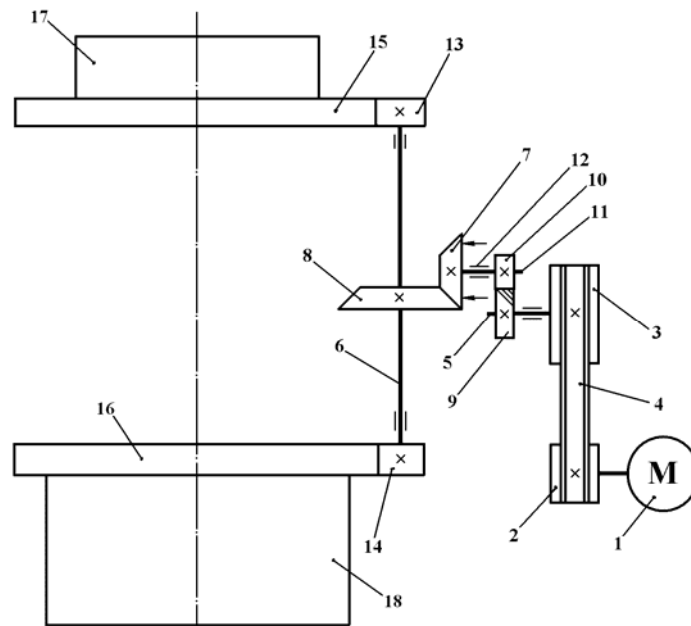


Рис.1. Кінематична схема фрикційного приводу круглов'язальної машини

Принцип роботи приводу такий: при вмиканні електродвигуна 1 ведучий шків 2, жорстко встановлений на його валу, починає обертатися. Обертальний рух ведучого шківа 2 за допомогою клинових пасів 4 передається веденому шківу 3, проміжному валу 5, на якому він жорстко встановлений, та косозубій шестерні 9, яка жорстко з'єднана з проміжним валом. Обертальний рух косозубої шестерні 9 шляхом зубчастого зачеплення передається косозубій шестерні 10 та ведучому котку 7, що жорстко з'єднаний з нею. Обертальний рух ведучого котка 7 за рахунок сили тертя, що створюється шляхом притиску його до веденого котка 8 (в зубчастому зачепленні косозубих шестерень 9, 10 виникає осьова сила, що зміщує косозубу шестерню 10 разом з валом 12 та ведучим котком 7 вліво – згідно з кресленням, притискаючи його до веденого котка 8), передається веденому котку 8. Обертальний рух веденого котка 8 приводить в обертальний рух вертикальний приводний вал 6. При цьому жорстко закріплені на кінцях вертикального приводного вала 6 циліндричні шестерні 13 та 14 шляхом зубчастого зачеплення з зубчастими колесами 15, 16 приводять в обертальний рух механізм в'язання 17 та механізм товароприйому 18, що необхідно для роботи круглов'язальної машини – в'язання трикотажного полотна.

Зміна сили притиску ведучого котка 7 конічної фрикційної передачі до веденого котка 8, що необхідно при зміні режиму роботи круглов'язальної машини (зміна споживаної потужності), здійснюється автоматично за рахунок автоматичної зміни величини осьової сили у зубчастому зачепленні косозубих шестерень 9, 10 (величина осьової сили прямо пропорційна величині потужності, що передається косозубими шестернями 9, 10).

Використання у складі приводу в якості механічної передачі конічної фрикційної передачі з засобом автоматичного притиску котків дозволяє вирішити проблему запобігання аварійних поломок деталей привода та механізмів круглов'язальної машини при перевантаженнях, що виникають в процесі експлуатації машини (при виникненні перевантажень механізмів круглов'язальної машини ведучий

коток 7 та ведений коток 8 проковзують один відносно другого), що призводить до підвищення надійності та довговічності роботи привода.

Умова працездатності конічної фрикційної передачі виконується за умови забезпечення такої залежності:

$$Q = F_a, \quad (1)$$

де Q – сила притиску котків; F_a – осьова сила в зубчастому зачепленні.

Як відомо [5]:

$$Q = \frac{\lambda F}{f} \sin \alpha, \quad (2)$$

де λ – коефіцієнт запасу зчеплення котків (коефіцієнт надійності роботи фрикційної передачі); F – колова сила в фрикційному зчепленні,

$$F = \frac{2T_1}{d_1}; \quad (3)$$

де T_1 – крутний момент на ведучому котку; d_1 – середній діаметр ведучого котка; f – коефіцієнт тертя ковзання котків; α – кут конуса ведучого котка.

Осьова сила, що виникає в зачеплення косоzubих шестерень, знаходиться з такої умови [6]:

$$F_a = F_t \operatorname{tg} \beta = \frac{2T_2}{d_2} \operatorname{tg} \beta, \quad (4)$$

де F_t – колова сила зубчастого зачеплення; β – кут нахилу зубів шестерень; T_2 – крутний момент на веденій шестерні, d_2 – дільний діаметр веденої шестерні.

$$T_2 = T_1; \quad (5)$$

Підставляючи (3) в (2), одержуємо такий вираз:

$$Q = \frac{2\lambda T_1}{d_1 f} \sin \alpha. \quad (6)$$

Після підстановки (4), (6) в (1) маємо такий вираз:

$$\frac{\lambda T_1 \sin \alpha}{d_1 f} = \frac{T_2 \operatorname{tg} \beta}{d_2}. \quad (7)$$

Враховуючи (5), вираз (7) набуває такого вигляду:

$$\frac{\lambda \sin \alpha}{d_1 f} = \frac{\operatorname{tg} \beta}{d_2}. \quad (8)$$

З виразу (8) знаходимо кут нахилу зубів шестерень, що задовольняє умову працездатності конічної фрикційної передачі, а саме:

$$\beta = \operatorname{arctg} \frac{\lambda d_2 \sin \alpha}{d_1 f}. \quad (9)$$

Розміри косозубої передачі засобу автоматичного притиску котків знаходяться із відомих методик розрахунку косозубих циліндричних передач [5,6]. При цьому в разі виконання косозубої передачі як закритої, передача розраховується на контактну витривалість зубів [6], таким чином:

$$a \geq 43(u+1) \sqrt[3]{\frac{T_2 k_{H\beta} k_{HV}}{[\sigma_H]^2 u^2 \psi}}, \quad (10)$$

де a – міжосьова відстань шестерень; u – передаточне число зубчастої передачі; $k_{H\beta}$, k_{HV} – коефіцієнти відповідно концентрації та динамічності навантажень в зубчастому зачепленні при контактній витривалості зубів; $[\sigma_H]$ – допустиме контактне напруження в зоні взаємодії зубів; ψ – коефіцієнт відносної ширини зуба (таблична величина).

При виконанні косозубої передачі як відкритої, нормальний модуль зубчастого зачеплення m_n знаходиться з такої умови [6]:

$$m_n \geq \sqrt[3]{\frac{7Tk_{F\beta}k_{Fd}}{z_1\psi_m[\sigma_F]}}, \quad (11)$$

де T – крутний момент на ведучій шестерні (на проміжному валу); $k_{F\beta}$, k_{Fd} – коефіцієнти відповідно концентрації та динамічності навантажень в зубчастому зачепленні при згині; z_1 – число зубів ведучої шестерні, $z_1 \geq 17$ [1]; ψ_m – коефіцієнт відносної ширини зуба по модулю (таблична величина); $[\sigma_F]$ – допустиме напруження на згин зубів.

Середній діаметр ведучого котка фрикційної передачі знаходиться з такої умови [6]:

$$d_1 \geq 0,9 \sqrt[3]{\sqrt{u_1^2 + \frac{1}{u_1} \cdot \frac{\lambda k E T_1}{f \psi_1 [\sigma]^2}}}, \quad (12)$$

де u_1 – передаточне число фрикційної передачі; k – коефіцієнт нерівномірності розподілу навантаження в зоні контактної взаємодії котків; E – приведений модуль пружності матеріалу котків, $E = \frac{2E_1E_2}{E_1 + E_2}$; E_1 , E_2 – модулі пружності матеріалів відповідно ведучого та веденого котків; ψ_1 – коефіцієнт відносної ширини котків, $\psi_1 = 0,2 \dots 0,6$; $[\sigma]$ – допустиме контактне напруження на стиск для матеріалу котків.

Оскільки довговічність конічної фрикційної передачі значною мірою залежить від величини роботи, витраченої на тертя, що виникає в зоні взаємодії котків у момент пуску круглов'язальної машини, цьому питанню слід приділити особливу увагу.

Як відомо [5]:

$$A_T = J \frac{\omega^2}{2} \cdot \frac{T}{T - T_c}, \quad (13)$$

де A_T – робота сил тертя; J – момент інерції обертальних мас механізмів машини, приведений до валу електродвигуна; ω – кутова швидкість вала електродвигуна; T , T_c – відповідно пусковий момент електродвигуна та момент сил опору механізмів машини.

Аналіз залежності (13) показує, що з метою підвищення довговічності конічної фрикційної передачі та приводу в цілому, слід зменшувати моменти інерції обертальних мас механізмів машини та збільшувати різницю $(T - T_c)$.

Але при цьому не слід забувати, що збільшення різниці $(T - T_c)$ призводить до збільшення динамічних навантажень у приводі [2], що негативно впливає на роботу круглов'язальної машини.

Висновки

Використання запропонованої конструкції приводу в складі круглов'язальної машини дозволяє:

- розширити асортимент приводів круглов'язальних машин;
- підвищити довговічність роботи приводу і круглов'язальної машини в цілому за рахунок запобігання аварійних поломок деталей приводу;
- підвищити продуктивність круглов'язальної машини за рахунок підвищення довговічності роботи приводу.

ЛІТЕРАТУРА

1. Гарбарук В.Н. Проектирование трикотажных машин. – Л.: Машиностроение, 1980. – 472 с.
2. Піпа Б.Ф., Хомяк О.М., Павленко Г.І. Динаміка круглов'язальних машин. – К: КНУТД, 2005. – 294 с.
3. Піпа Б.Ф., Хомяк О.М., Марченко А.І. Приводи круглов'язальних машин (нові розробки та елементи розрахунку). – К: КНУТД, 2007. – 400 с.
4. Коган Л.П., Кесслер Ю.В. Однофонтурные кругловязальные машины. – М: Легкая индустрия, 1968. – 108 с.
5. Добровольский В.А. и др. Детали машин. – М.: Машгиз, 1962. – 604 с.
6. Хомяк О.М., Піпа Б.Ф. Передачі. – К.: КНУТД, 2003. – 167 с.

Надійшла 03.11.2008

УДК 687.31.

ТОЧНІСТЬ СИСТЕМ СТАБІЛІЗАЦІЇ НИТКОПОДАЧІ

В.А. ПОЛОНСЬКИЙ, В.Б. ДРОМЕНКО

Київський національний університет технологій та дизайну

Досліджено деякі похибки систем стабілізації ниткоподачі на основов'язальних машинах

Виробляти на основов'язальних машинах полотна із сталими параметрами протягом значних проміжків часу неможливо без стабілізації довжини нитки в петлі полотна. Від того, наскільки точно ця величина буде дотримуватись під час в'язання, майже повністю залежать фізико-механічні та споживчі властивості виробленого полотна [1]. Тому кожна сучасна основов'язальна машина оснащена