

фрикційним варіатором та електромагнітом дозволяє:

- знизити динамічні навантаження, що виникають в приводі та механізмах круглов'язальної машини під час пуску;
- підвищити довговічність роботи привода та круглов'язальної машини в цілому шляхом зниження динамічних навантажень;
- підвищити продуктивність круглов'язальної машини за рахунок скорочення простоїв, зумовлених необхідністю ремонту або заміни робочих елементів привода.

Література

1. Піпа Б.Ф. Динаміка круглов'язальних машин / Піпа Б.Ф., Хомяк О.М., Павленко Г.І. – К. : КНУТД, 2005. – 294 с.
2. Піпа Б.Ф. Наукові основи проектування та удосконалення систем гальмування круглов'язальних машин / Піпа Б.Ф., Хомяк О.М., Павленко Г.І. – К. : КНУТД, 2003. – 208 с.
3. Хомяк О.Н. Повышение эффективности работы вязальных машин / О.Н. Хомяк, Б.Ф. Пипа. – М. : Легпромбытиздат, 1990. – 208 с.
4. Піпа Б.Ф. Вплив конструктивних параметрів привода круглов'язальних машин на динамічні навантаження / Б.Ф. Піпа, С.О. Ловейкіна // Вісник КНУТД. – 2004. – № 6 (20). – С. 5– 11.
5. Піпа Б.Ф. Вплив параметрів привода круглов'язальних машин типу КО на величину пускових навантажень / Б.Ф. Піпа, Г.І. Коньков, С.О. Ловейкіна // Вісник КНУТД. – 2005. – № 1 (21). – С. 12– 15.
6. Райко М.В. Расчет деталей и узлов машин / Райко М.В. – К. : Техніка, 1966. – 500 с.
7. Пронин Б.А. Бесступенчатые клиноременные и фрикционные передачи (вариаторы) / Б.А. Пронин, Г.А. Ревков. – М. : Машиностроение, 1987. – 404 с.
8. Кожевников С.Н. Динамика машин с упругими звеньями / Кожевников С.Н. – К. : Изд-во АН УССР, 1961. – 190 с.
9. Піпа Б.Ф. Приводи круглов'язальних машин (нові розробки та елементи розрахунку) / Піпа Б.Ф., Хомяк О.М., Марченко А.І. – К. : КНУТД, 2007. – 400 с.

Надійшла 28.1.2011 р.

УДК 677.055

Б.Ф. ПІПА, В.П. МІСЯЦЬ, В.В.ЧАБАН
Київський національний університет технологій та дизайну

ДВОПОТОЧНА ФРИКЦІЙНА ПЕРЕДАЧА ТА ОСОБЛИВОСТІ ЇЇ РОЗРАХУНКУ

Представлено результати досліджень з удосконалення фрикційних передач. Запропоновано нову конструкцію двопоточної фрикційної передачі з паралельно розташованими валами та двома конічними ведучими котками. Наведено методику розрахунку запропонованої фрикційної передачі.

The results of researches of improvement of friction-gears have been presented. The new construction of two-stream friction-gear with the billows located in parallel and two conical first rollers have been offered. Methodology of calculation of the offered friction-gear has been brought in the article.

Ключові слова: фрикційна передача, довговічність роботи фрикційної передачі, двопоточна передача потужності, розрахунок фрикційної передачі.

Вступ

Фрикційні передачі, маючи ряд переваг над іншими механічними передачами (простота конструкції, безшумність роботи, можливість безступінчатого регулювання передаточного числа та ін.), широко використовуються в машинах та обладнанні легкої промисловості [1-3]. Як показують дослідження [4, 5], існуючі конструкції фрикційних передач мають ряд недоліків. Зокрема двопоточні фрикційні передачі, як такі, що можуть передавати більшу потужність, складі в конструктивному виконанні і недовговічні в роботі. Тому як в легкому, так і в загальному машинобудуванні залишається актуальним питання подальшого вдосконалення конструкцій фрикційних передач, що сприяє підвищенню ефективності роботи приводів машин та обладнання, де вони використовуються.

Об'єктом досліджень обрано двопоточні фрикційну передачу, її вдосконалення та метод вибору її параметрів, що забезпечують працездатність та довговічність роботи фрикційної передачі.

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

Завданням досліджень стала розробка нової більш досконалої конструкції двопоточної фрикційної передачі, здатної підвищити надійність та довговічність її роботи, та методики вибору її робочих параметрів.

Основний розділ

Враховуючи ці обставини, автори запропонували нову конструкцію фрикційної передачі (рис. 1), здатної вирішити поставлену задачу.

Фрикційна передача містить ведучий коток 1, встановлений на ведучому валу 2, додатковий ведучий коток 3 з проміжним валом 4 та ведений коток 5 з внутрішньою 6 і зовнішньою 7 робочими поверхнями, встановлений на веденому валу 8 з можливістю взаємодії внутрішньої робочої поверхні 6 з ведучим котком 1, а зовнішньої робочої поверхні 7 з додатковим ведучим котком 3, при цьому осі ведучого 2, веденого 8 та проміжного 4 валів розташовані в одній площині. Ведучий вал 2 кінематично зв'язаний з проміжним валом 4 за допомогою циліндричних шестерень 9, 10. Ведучий коток 1 і додатковий ведучий коток 3 виконані конічними та встановлені відповідно на ведучому 2 та проміжному 4 валах з можливістю осевого переміщення та притискання до відповідних робочих поверхонь веденого котка 5.

Фрикційна передача працює таким чином. При вмиканні привода, в складі якого використовується фрикційна передача (на рис. 1 не показаний), ведучий вал 2 з встановленими на ньому ведучим котком 1 та циліндричною шестернею 9 починає обертатися. Обертальний рух циліндричної шестерні 9 передається циліндричній шестерні 10 та жорстко з'єднаному з нею проміжному валу 4. Встановлені з можливістю осевого переміщення на ведучому 2 та проміжному 4 валах ведучий 1 та додатковий ведучий 3 котки, взаємодіючи під тиском пружин стиску (на рис. 1 не показані) з відповідними робочими поверхнями 6, 7 веденого котка 5, приводять останній в обертальний рух, а разом з ним і ведений вал 8, на якому він жорстко встановлений. При цьому передача потужності від ведучого вала 2 до веденого вала 8 здійснюється двома потоками: перший потік ведучий вал 2 – ведучий коток 1 – ведений коток 5 – ведений вал 8; другий потік ведучий вал 2 – циліндрична шестерня 9 – циліндрична шестерня 10 – проміжний вал 4 – додатковий ведучий коток 3 – ведений коток 5 – ведений вал 8.

Передача потужності від ведучого вала 2 до веденого вала 8 двома потоками знижує контактні напруження на робочих поверхнях 6, 7 веденого котка 5, що взаємодіють відповідно з ведучим 1 та додатковим ведучим 3 котками, що призводить до підвищення довговічності роботи фрикційної передачі. При цьому наявність на веденому котку 5 двох робочих поверхонь 6, 7 розвантажує ведений вал 8 та його опори від радіальних навантажень, що також призводить до підвищення довговічності роботи фрикційної передачі.

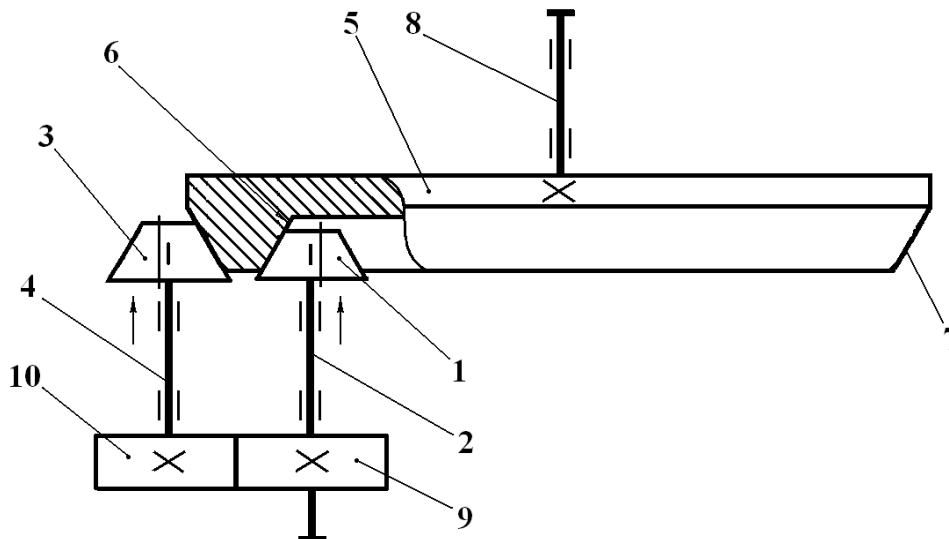


Рис. 1. Схема двопоточної фрикційної передачі

Аналіз показує, що задовільна робота запропонованої фрикційної передачі можлива при умові:

$$\omega_1 = \omega \frac{d_2}{d_1}; \quad \omega_2 = \omega \frac{d_4}{d_3}, \quad (1)$$

де ω_1, ω_2 – кутова швидкість відповідно додаткового ведучого 3 та ведучого 1 котків;
 ω – кутова швидкість веденого котка;
 d_1, d_3 – середні діаметри відповідно додаткового ведучого та ведучого котків;
 d_2, d_4 – середні діаметри відповідно зовнішньої та внутрішньої робочих поверхонь веденого котка.

Передачне число зубчастої передачі u_1 знаходиться із умови:

$$u_1 = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{z_2}{z_1}, \quad (2)$$

де z_1, z_2 – число зубів відповідно шестерень 10, 9 (рис. 1).

Використовуючи вирази (1), (2), знаходимо:

$$\frac{d_2 \cdot d_3}{d_1 \cdot d_4} = \frac{z_2}{z_1} \quad (3)$$

Очевидно, що при $z_1 = z_2$:

$$\frac{d_2}{d_1} = \frac{d_4}{d_3} \quad (4)$$

Нехтуючи пружнім ковзанням фрикційної передачі [6, 7], можемо записати:

$$u_2 = \frac{d_2}{d_1} = \frac{d_4}{d_3}, \quad (5)$$

де u_2 – передаточне число фрикційної передачі.

Для забезпечення працездатності привода, окрім кінематичної умови (5), необхідно також витримувати і наступне геометричне співвідношення (рис. 2):

$$a_1 = a_2 = \frac{m(z_1 + z_2)}{2} = \frac{d_1 + d_3}{2} + b, \quad (6)$$

де a_1, a_2 – міжосьова відстань відповідно зубчастій передачі та ведучих котків 1, 3 (рис. 1);
 m – модуль зубчастого зачеплення;
 b – середня ширина ободу веденого котка в зоні взаємодії його з ведучими котками 1, 3..

Підставивши $b = \frac{d_2 - d_4}{2}$ (рис. 2) в (6),

одержимо:

$$d_1 + d_2 + d_3 - d_4 = m(z_1 + z_2). \quad (7)$$

Для знаходження середньої ширини ободу фрикційного колеса можемо записати:

$$b = \frac{d_{1\max} - d_1}{2} + \frac{d_{3\max} - d_3}{2} + b_1, \quad (8)$$

де $d_{1\max}, d_{3\max}$ – величина більшого (максимального) діаметру відповідно додаткового ведучого та ведучого котків;

b_1 – ширина ободу веденого котка в зоні взаємодії його з ведучими котками 1, 3 (рис. 1).

Очевидно:

$$d_{1\max} = d_1 + h \cdot \operatorname{tg} \beta, \quad d_{3\max} = d_3 + h \cdot \operatorname{tg} \beta, \quad (9)$$

де h – довжина ведучого котка;

β – кут конусності ведучих котків;

$$b = b_1 + h \cdot \operatorname{tg} \beta. \quad (10)$$

Ширину ободу веденого котка з урахуванням вимог працездатності та зниження металоємкості доцільно вибирати із умови [7]:

$$0 \leq b_1 \leq 5 \text{ мм}. \quad (11)$$

Із конструктивних особливостей веденого котка (рис. 2) маємо:

$$d_2 = d_4 + 2b. \quad (12)$$

З метою зниження осьового тиску ведучих котків на ведений коток кут конусності котків β повинен задовольняти умову [6]:

$$\sin \beta = \frac{F_a}{F} \leq 12^\circ, \quad (13)$$

де F_a – осьовий тиск ведучого котка на ведений коток;

F – нормальний тиск в фрикційній парі ведучий – ведений коток.

Як відомо [7], умовою працездатності фрикційної передачі є:

$$F_{TP} = k \cdot F_t, \quad (14)$$

де F_{TP} – сила тертя в зоні взаємодії ведучих котків з веденим котком;

k – коефіцієнт надійності роботи фрикційної передачі;

F_t – окружна сила фрикційної пари ведучий коток – ведений коток; прийнявши рівномірний

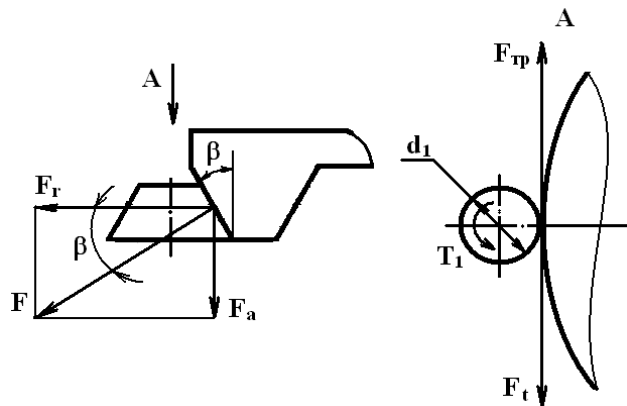
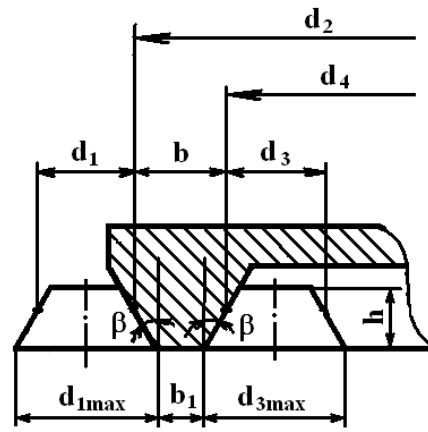


Рис. 2. Розрахункова схема фрикційної передачі привода

розподіл потужності між двома ведучими котками, маємо:

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{P}{d_1 \cdot \omega_1}; \quad (15)$$

T_1 – крутний момент одного із ведучих котків;

P – потужність фрикційної передачі.

Оскільки $F_{TP} = F \cdot f$ (f – коефіцієнт тертя в парі ведучий коток – ведений коток), із виразу (14), використовуючи (15), знаходимо:

$$F = \frac{k \cdot P}{d_1 \cdot \omega_1 \cdot f}. \quad (16)$$

При проектуванні фрикційної передачі приводу доцільно із конструктивних міркувань спершу задатись розмірами одного із ведучих котків, наприклад додаткового ведучого, d_1 і його довжиною h , а потім виконати перевірку фрикційної передачі із умови роботи її на контактну витривалість [6]:

$$\sigma = 0,418 \sqrt{\frac{\lambda \cdot F \cdot E}{l \cdot \rho}} \leq [\sigma_H], \quad (17)$$

де σ , $[\sigma_H]$ – контактне напруження в парі ведучий коток – ведений коток відповідно максимальне діюче та допустиме;

λ – коефіцієнт довговічності фрикційної передачі;

E – приведений модуль пружності матеріалів ведучих та веденого котків;

l – довжина лінії контакту ведучого котка з веденим котком,

$$l = \frac{h}{\cos \beta}; \quad (18)$$

ρ – приведений радіус кривизни робочих поверхонь ведучого та веденого котків,

$$\rho = \frac{R_1 \cdot R_2}{R_1 + R_2}. \quad (19)$$

Оскільки для даної фрикційної передачі [6] $R_1 = \frac{d_1}{2 \cos \beta}$; $R_2 = \frac{d_2}{2 \cos \beta} = \frac{d_1 \cdot u_2}{2 \cos \beta}$, вираз (19) набуває вигляду:

$$\rho = \frac{d_1 \cdot u_2}{2 \cos \beta (1 + u_2)}. \quad (20)$$

Підставивши одержані результати (16), (18), (20) в (17), остаточно одержуємо:

$$\sigma = 0,59 \frac{\cos \beta}{d_1} \sqrt{\frac{P \cdot k \cdot \lambda \cdot E (1 + u_2)}{h \cdot f \cdot \omega_1 \cdot u_2}} \leq [\sigma_H]. \quad (21)$$

Інші параметри фрикційної передачі можна знайти, використовуючи відомі методики розрахунку фрикційних передач [6...9].

Запропонована методика розрахунку може бути використана при проектуванні двопоточних фрикційних передач з паралельними валами та двома конічними ведучими котками.

Використання запропонованої конструкції фрикційної передачі в приводі машини дозволяє:

- розширити асортимент фрикційних передач;
- підвищити довговічність роботи фрикційної передачі шляхом зниження контактних напружень в зоні взаємодії ведучих котків з веденим котком та усунення радіальних навантажень на ведений вал та його опори;
- підвищити продуктивність машини, в приводі якої використовується фрикційна передача, за рахунок скорочення простоїв, зумовлених необхідністю ремонту або заміни робочих тіл фрикційної передачі.

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. Пипа. – М. : Легпромбытиздат, 1990. – 208 с.
3. Пипа Б.Ф. Приводи круглов'язальных машин (нові розробки та елементи розрахунку) / Пипа Б.Ф., Хомяк О.М., Марченко А.І. – К. : КНУТД, 2007. – 400 с.
4. Пипа Б.Ф. Нові конструкції деталей, вузлів та механізмів машин / Пипа Б.Ф., Хомяк О.М., Марченко А.І. – К. : КНУТД, 2006. – 322 с.
5. Пат. України на корисну модель 40730, МПК⁷ : F16H 1/24. Фрикційна передача / Б.Ф. Пипа, О.М.

- Хомяк, А.І. Марченко. – № u200812855; заявл. 03.11.2008, Бюл. № 8, 2009. – 2 с.
 6. Детали машин / [Добровольский В.А. и др.]. – М. – К. : Машгиз, 1962. – 604 с.
 7. Райко М.В. Расчет деталей и узлов машин / Райко М.В. – К. : Техніка, 1966. – 500 с.
 8. Гузенков П.Г. Детали машин / Гузенков П.Г. – М. : Высшая школа, 1982. – 351 с.
 9. Хомяк О.М. Передачи / О.М. Хомяк, Б.Ф. Піпа. – К. : КНУТД, 2003. – 167 с.

Надійшла 28.1.2011 р.

УДК 685.34.07

Г.М. ДРАПАК, П.С. МАЙДАН
 Хмельницький національний університет

СКЛАДАННЯ ЗАГОТОВОК ВЕРХУ ВЗУТТЯ ПРИ БАЗУВАННІ ДЕТАЛЕЙ З СИСТЕМОЮ ВІДЛІКУ КООРДИНАТ З КУТА ДЕТАЛІ

В статті наводиться аналітичне дослідження точності процесу базування деталей при складанні заготовок верху взуття з розташуванням системи відліку координат в куті деталей. Проаналізовано фактори, які впливають на похибки розташування осей деталей. Запропоновано геометричні параметри за допомогою яких можливо характеризувати точність спряження деталей перед їх складанням у виріб

In this article is provided analytical research of accuracy of details basing process of assembling of shoe uppers with a system of reference coordinates of the detail corner. Factors which affecting on the error of location the details axis are analyzed. A geometrical parameters by which we can characterize the accuracy of conjugation the details before their assembling into a product

Ключові слова: Заготовки верху взуття, деталі верху взуття, базування, орієнтування, координування.

Як відомо [1], основним фактором, який суттєво впливає на якість складання деталей верху взуття у заготовку є відсутність їх зміщень і перекосів в отриманих комплектах. Тому першим кроком в процесі складання деталей в заготовку верху взуття (ЗВВ) є обов'язкове виконання операції їх попереднього базування.

Усі існуючі способи базування деталей ЗВВ можна поділити за місцем розташування осей координат, відносно яких відбувається процес [2, 3]:

- з розташуванням осей координат в умовних центрах деталей;
- з розташуванням осей координат в умовних кутах деталей.

Перший спосіб розташування осей координат був всебічно досліджений в роботах провідних вітчизняних науковців (школи професора Піскорського Г. А. та професора Тонковиди Л. А.). Увага дослідників до цього методу виявилась через легкість його застосування в автоматизованих складальних лініях. Проте сьогодні, в складній економічній ситуації малі підприємства, на яких базується вітчизняна взуттєва промисловість, не можуть собі дозволити використовувати автоматизовані системи при складанні взуття. Користування цим способом при застосуванні на виробництві пристосувань для попередньої фіксації об'єктів, наприклад палет [4], призводить до зниження якості процесу через високу складність точного встановлення оператором деталей і базуючих елементів [5].

Другий спосіб базування з розташуванням осей координат в куті деталей перед їх скріпленням в ЗВВ не знайшов широкого застосування у взуттєвій галузі при масовому виробництві. Однак, як загалом відомо, використання засобів малої механізації суттєво покращує якість продукції, продуктивність праці та позитивно впливає на зниження собівартості продукції, що дуже важливо для малих підприємств. Тому створення умов для застосування на малих підприємствах палет або їх більш досконалих аналогів, на наш погляд, є надзвичайно актуальним. Адже саме цей спосіб, на наш погляд, дозволить суттєво покращити точність процесу і якість виробів при ручному режимі комплектування ЗВВ. Втім наукових досліджень присвячених вивченню цього способу базування деталей перед їх скріпленням в ЗВВ нам не відомо.

Формулювання цілей статті (постановка завдання)

В даній роботі розглядається аналітична модель забезпечення якісного процесу базування елементів плоских багат шарових виробів. Зокрема досліджується точність процесу базування деталей при їх складанні у ЗВВ за умови розташування осей координат в протилежних кутах деталей, які складаються.

Виклад основного матеріалу досліджень

На нашу думку, при дотримуванні міжцентрової віддалі A (рис. 1, 2) спосіб складання ЗВВ, яка комплектується, наприклад з трьох деталей за умови розташування початку відліку системи координат з їх кута можна реалізувати двома методами:

- перший (рис. 1), встановлення деталі 3 з початком відліку з правого кута деталі;
- другий метод (рис. 2), встановлення деталі 3 з початком відліку її з лівого кута.

Точність складання для даних методів буде характеризуватись точністю відстані між краями деталей, що накладаються, $C \pm \Delta C$ та величиною накладання деталей на базову $D \pm \Delta D$, а також орієнтування деталей 2 та 3 щодо базової деталі, яке можна виразити через приріст похибки ΔD на ширині деталей 2 та 3 (S_2 та S_3).