

з зупинкою вихідної ланки на базі несиметричного шарнірного чотирьох ланкового механізму з використанням точок Болла // Вісник ТУП. – 2004. – № 4. – С. 43-54.

12. Кіницький Я. Т., Жеребецький В. В. Синтез просторових важільних механізмів із зупинкою вихідної ланки за деякими кінематичними параметрами // Вісник ХНУ. – 2009. – № 2. – С. 7-10.

Надійшла 7.2.2010 р.

УДК 677.055

Б.Ф. ППА, В.В. ЧАБАН, Г.І. ПАВЛЕНКО
Київський національний університет технологій та дизайну

ПРИВІД КРУГЛОВ'ЯЗАЛЬНОЇ МАШИНИ З ЛОБОВИМ ФРИКЦІЙНИМ ВАРІАТОРОМ З ДИСКОМ З КРИВОЛІНІЙНОЮ РОБОЧОЮ ПОВЕРХНЕЮ

Представлено результати досліджень по розробці нової конструкції приводу круглов'язальної машини – приводу з лобовим фрикційним варіатором з диском з криволінійною робочою поверхнею, що забезпечує постійність крутного моменту на виході, незалежно від швидкості в'язання. Одержана формула залежності кривизни робочої поверхні диска варіатора від величини крутного моменту приводного вала та параметрів варіатора.

Results of probes on working out of a new design of a drive gear roundbinding machine – to an occasion with a front frictional variation with a disk with a curvilinear work face that provides twisting moment constancy on an exit, irrespective of speed of knitting are presented. The received formula of dependence of curvature of a work faces of a disk of a variation from size of a twisting moment of a power shaft and variation parameters.

Ключові слова: привід, круглов'язальна машина, лобовий фрикційний варіатор.

Вступ

Аналіз відомих конструкцій приводів круглов'язальних машин [1– 3] показує, що перспективним напрямком проектування приводів є використання в їх складі варіаторів швидкості. Однак суттєвим недоліком конструкцій варіаторів, що використовуються в приводах сучасних круглов'язальних машин [4] є те, що вони не здатні в процесі варіювання швидкості круглов'язальної машини підтримувати постійну величину крутного моменту на виході варіатора (крутний момент змінюється залежно від передаточного числа варіатора). Ця обставина призводить до перевантажень елементів привода, особливо в період пуску круглов'язальної машини, що не дозволяє у повній мірі вирішити проблему підвищення надійності та довговічності роботи привода і круглов'язальної машини в цілому.

Дослідження авторів присвячені розробці нової конструкції привода круглов'язальної машини, здатного вирішити задачу підвищення ефективності роботи круглов'язальної машини, що є актуальним для сучасного легкого машинобудування.

Об'єктом досліджень обрано привід круглов'язальних машин з лобовим фрикційним варіатором з диском з криволінійною робочою поверхнею та метод вибору її кривизни, що здатне забезпечити постійність величини крутного моменту на виході варіатора незалежно від швидкості роботи круглов'язальної машини і таким чином підвищити надійність та довговічність роботи як привода, так і круглов'язальної машини в цілому.

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

Завданням досліджень стала розробка перспективної конструкції приводу круглов'язальної машини з лобовим фрикційним варіатором з диском з криволінійною робочою поверхнею та методу вибору параметрів її кривизни.

Основний розділ

В результаті проведеного аналізу авторами запропонована принципово нова конструкція приводу круглов'язальних машин (рис. 1), позбавлена вказаних вище недоліків.

Привід круглов'язальної машини містить електродвигун 1, з'єднаний за допомогою лобового фрикційного варіатора 2 з вертикальним приводним валом 3, на кінцях якого жорстко закріплені циліндричні шестерні 4, 5 для кінематичного зв'язку з механізмами круглов'язальної машини (на рис. 1 не показані). Варіатор 2 містить коток 6, встановлений на валу електродвигуна 1, диск 7 з робочою поверхнею 8, встановлений на вертикальному приводному валу 3 на ковзній шпонці з можливістю притискання до котка 6, та пружину 9, встановлену на вертикальному приводному валу 3 з можливістю взаємодії з диском 7. Робоча поверхня 8 диска 7 виконана криволінійною.

Принцип роботи привода такий. При вмиканні електродвигуна 1 обертальний рух його вала передається котку 6, жорстко встановленому на ньому, і далі за рахунок сил тертя, що виникають в результаті притиску пружиною 9 диска 7 до котка 6, диску 7. Обертальний рух диска 7 зумовлює обертання з'єднаного з ним вертикального приводного вала 3, на кінцях якого жорстко закріплені циліндричні шестерні 4, 5. Циліндричні шестерні 4, 5 приводять в обертальний рух механізми круглов'язальної машини (на рис. 1 не показані), що необхідно для роботи круглов'язальної машини – в'язання трикотажного полотна.

Регулювання швидкості обертання вертикального приводного вала 3 і, відповідно, механізмів круглов'язальної машини (вибір раціонального режиму роботи круглов'язальної машини) здійснюється так. Осьове переміщення електродвигуна 1 з жорстко закріпленим на його валу котком 6 призводить до зміни робочого радіуса диска 7 і, таким чином, до зміни швидкості обертання вертикального приводного вала 3 (механізм осьового переміщення електродвигуна на рис. 1 не показаний). При цьому переміщення котка 6 вправо (згідно з рис. 1) збільшує величину робочого радіуса диска 7, що призводить до зниження частоти обертання вертикального приводного вала 3. При переміщенні котка 6 вліво робочий радіус диска 7 зменшується і частота обертання вертикального приводного вала 3 збільшується. Переміщення котка 6, що взаємодіє з криволінійною робочою поверхнею диска, зумовлює синхронне переміщення останнього вздовж осі вертикального приводного вала 3. При цьому криволінійна поверхня 8 диска 7, взаємодіючи з пружиною 9, зумовлює зміну сили притиску диска 7 до котка 6, що необхідно для забезпечення постійної величини крутного моменту на виході варіатора (на вертикальному приводному валу) і, таким чином, зниження навантажень на елементи привода.

Таким чином виконання варіатора у вигляді лобового фрикційного варіатора з котком, встановленим на валу електродвигуна, диском з криволінійною робочою поверхнею, встановленим на вертикальному приводному валу з можливістю притискання до котка, та пружиною, встановленою на вертикальному приводному валу з можливістю взаємодії з диском, дозволяє в процесі варіювання швидкості круглов'язальної машини підтримувати постійну величину крутного моменту на виході варіатора, що призводить до підвищення довговічності роботи привода.

Необхідна умова ефективності роботи привода, враховуючи вище сказане, наступна:

$$T = F_i R_{2i} = \text{const}, \quad (1)$$

де T – крутний момент на виході варіатора (вертикальному приводному валу);

F_i – сила тертя в парі коток – диск при i -му положенні котка в процесі регулювання швидкості обертання вертикального приводного вала,

$$F_i = Q_i f = C(Y + \Delta Y_i) f; \quad (2)$$

R_{2i} – робочий радіус диска при i -му положенні котка;

Q_i – сила притиску диска до котка пружиною при i -му положенні котка;

f – коефіцієнт тертя пари коток – диск;

C – жорсткість пружини;

Y – початковий стиск пружини, необхідний для забезпечення умови:

$$T = CYfR_2; \quad (3)$$

R_2 – максимальний робочий радіус диска;

ΔY_i – ордината кривизни робочої поверхні диска при i -му положенні котка.

Враховуючи, що

$$R_{2i} = R_2 - \Delta R_{2i}, \quad (4)$$

із (1) знаходимо:

$$F_i = \frac{T}{R_2 - \Delta R_{2i}}. \quad (5)$$

Із виразу (2), враховуючи (5), знаходимо:

$$\Delta Y_i = \frac{T}{Cf(R_2 - \Delta R_{2i})} - Y. \quad (6)$$

Із рівняння (3) маємо:

$$Y = \frac{T}{CfR_2}. \quad (7)$$

Підставивши (7) в (6), остаточно одержуємо:

$$\Delta Y_i = \frac{T}{Cf} \left(\frac{1}{R_2 - \Delta R_{2i}} - \frac{1}{R_2} \right) = \frac{T}{CfR_2} \left(\frac{\Delta R_{2i}}{R_2 - \Delta R_{2i}} \right). \quad (8)$$

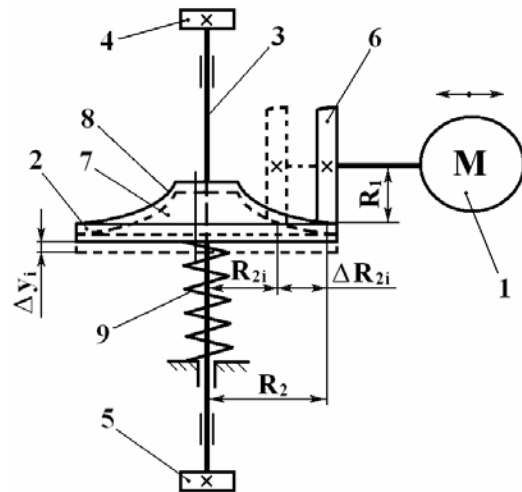


Рис. 1. Кінематична схема привода круглов'язальної машини з лобовим фрикційним варіатором з диском з криволінійною робочою поверхнею

Для круглов'язальної машини КО-2 з діаметром голкового циліндра 450 мм та його лінійною швидкістю 1,1 м/с, використовуючи вихідні дані [5]: $T = 22,7$ Нм (потужність на вертикальному приводному валу 2 кВт; частота обертання вертикального приводного вала 88 об/хв); $R_2 = R_{2max} = 100$ мм; $R_1 = 50$ мм (конструктивно прийнято діапазон варіювання швидкості вертикального приводного вала $D_{var} = \frac{R_{2min} R_{2max}}{R_1^2} = 2$, де R_1 – радіус котка); $f = 0,3$; $C = 20$ Н/мм, одержане рівняння (8) кривизни криволінійної робочої поверхні диска набуває виду:

$$\Delta Y_i = 3,78 \cdot 10^3 \left(\frac{1}{100 - \Delta R_{2i}} - 0,01 \right). \quad (9)$$

Тоді згідно з одержаною залежністю (9) максимальна ордината кривизни робочої поверхні диска (максимальний додатковий стиск пружини варіатора), що має місце при $\Delta R_{2i} = 50$ мм, буде становити: $\Delta Y_{max} = 37,8$ мм, що допустимо для лобових фрикційних варіаторів [6].

Аналізуючи результати досліджень, можемо зробити висновки, що використання запропонованої конструкції привода в складі круглов'язальної машини дозволяє:

- розширити асортимент приводів круглов'язальних машин;
- підвищити довговічність роботи привода і круглов'язальної машини в цілому за рахунок зниження навантажень елементів привода;
- підвищити продуктивність круглов'язальної машини за рахунок підвищення довговічності роботи привода.

Література

1. Волощенко В.П., Пипа Б.Ф., Шипуков С.Т. Эксплуатационная надежность машин трикотажного производства. – К.: Техніка, 1977. – 136 с.
2. Орлов В.А., Пипа Б.Ф., Волощенко В.П., Шипуков С.Т. Повышение надежности трикотажного оборудования. – К.: Техніка, 1983. – 112 с.
3. Хомяк О.Н., Пипа Б.Ф. Повышение эффективности работы вязальных машин. – М.: Легпромбытиздат, 1990. – 209 с.
4. Пипа Б.Ф., Хомяк О.М., Марченко А.І. Приводи круглов'язальних машин (нові розробки та елементи розрахунку). – К.: КНУТД, 2007. – 400 с.
5. Машины кругловязальные типа КО-2. Техническое описание и инструкция по эксплуатации. – Черновцы, 1992. – 86 с.
6. Пронин Б.А., Ревков Г.А. Бесступенчатые клиноременные и фрикционные передачи (вариаторы). – М.: Машиностроение, 1967. – 404 с.

Надійшла 6.2.2010 р.

УДК 678.08

Е.О. ЗОЛОТЕНКО

Хмельницький національний університет

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕХНОЛОГІЧНИХ ТА КОНСТРУКТИВНИХ ПАРАМЕТРІВ МОЛОТКОВОГО ПОДРІБНЮВАЧА ДЛЯ ТЕКСТИЛЬНИХ ВІДХОДІВ

Розглянуто методику та проведення експериментальних досліджень молоткового подрібнювача обладнання, із урахуванням особливостей процесу взаємодії робочого органу пристрою з відходами текстильних матеріалів. Отримано регресійні залежності впливу конструктивно-технологічних факторів процесу вторинної переробки текстильних відходів.

A method and leadthrough of experimental researches of molotkovogo is considered grinding down an equipment, recognition features of process of co-operation of working organ of device with the offcuts of textile materials. Regressive dependences of influence of structurally technological factors of process of the second processing of textile offcuts are got.

Ключові слова: молотковий подрібнювач, текстильні відходи, методика експериментальних досліджень.

Постановка проблеми у загальному вигляді та її зв'язок з важливими практичними завданнями

Розробка ефективного подрібнювача пристрою для переробки відходів легкої промисловості і надалі залишається актуальною. Існують багато пристроїв для переробки вторинних відходів, але всі вони мають свої недоліки, що не дозволяє зробити процес подрібнення простим та ефективним. Основною проблемою проектування подрібнювача пристроїв є недосконалість розроблених методик розрахунку конструкцій обладнання, а також технологічного процесу.