

Цьому кроку відповідає VI VISA Serial. Далі з використанням стандартних підпрограм LabView, а саме, VISA Write та VISA Read ми надсилаємо сигнал, який ініціює перетворення та отримуємо зняті дані. На останньому кроці використовується VI VISA Close, що завершує сесію роботи з пристроєм.

#### **Висновки**

Розроблена тестова система збору даних є економічно доступним варіантом, який, тим не менш, задовольняє технічним вимогам експерименту. Застосування середовища програмування LabView дозволяє використовувати зручний інтерфейс взаємодії апаратної частини та ПК.

#### **ЛІТЕРАТУРА**

1. Бутырин П.А., Васьковская Т.А., Каратаев В.В., Матеркин С.В. Автоматизация физических исследований и эксперимента: компьютерные измерения и виртуальные приборы на основе LABVIEW. – М.: ДМК Пресс, 2005. – 264 с.
2. Измерения в LabVIEW. National Instruments Corp., 2006. – 148 с. (електронна копія [www.ni.com/russia](http://www.ni.com/russia))
3. Начало работы с устройствами сбора данных NI. National Instruments Corp., 2005. – 26 с. (електронна копія [www.ni.com/russia](http://www.ni.com/russia))
4. Трамперт В. Измерение, управление и регулирование с помощью AVR-микроконтроллеров. – МК-Пресс, Киев, 2006. – 200 с.
5. Тревис Дж. LabVIEW для всех. – М: ДМК Пресс; Прибор Комплект, 2004. – 544 с.

Надійшла 19.05.2010

УДК 677.055

## **ДВОПОТОЧНИЙ ЛОБОВИЙ ФРИКЦІЙНИЙ ВАРІАТОР, ВИБІР ЙОГО ПАРАМЕТРІВ ТА ДОЦІЛЬНІСТЬ ВИКОРИСТАННЯ В ПРИВОДАХ МАШИН ЛЕГКОЇ ПРОМИСЛОВОСТІ**

Б.Ф. ППА

Київський національний університет технологій та дизайну

*Представлено результати досліджень по удосконаленню лобових фрикційних варіаторів. Запропоновано новий тип лобових фрикційних варіаторів – двопоточний варіатор та метод вибору його параметрів. Обґрунтовано доцільність використання двопоточних лобових фрикційних варіаторів в приводах машин легкої промисловості*

Аналіз відомих конструкцій лобових фрикційних варіаторів показує, що більшість із них виконані однопоточними (варіатор містить один коток, що взаємодіє з диском) [1, 2]. Недоліком таких конструкцій варіаторів є те, що при їх роботі на диск діє значна осьова сила, зумовлена взаємодією котка з диском, яка викликає деформації диска та веденого вала, на якому він встановлений, що знижує надійність та довговічність роботи лобового фрикційного варіатора і привода в цілому, в якому він використовується.

Відомий також двопоточний лобовий фрикційний варіатор, що містить два котки, один з яких встановлений на ведучому, а другий на проміжному валах, та диск, встановлений на веденому валу і розташований між котками [3]. Обидва котки встановлені на відповідних валах жорстко, що зумовлює необхідність в процесі регулювання швидкості переміщення разом з котками і валів, на яких вони жорстко встановлені. Таке конструктивне виконання варіатора ускладнює його конструкцію та призводить до зниження надійності і довговічності його роботи.

Враховуючи можливість широкого використання лобових фрикційних варіаторів в машинобудуванні, зокрема в легкому, проблема удосконалення їх конструкцій та методів проектування залишається актуальною.

#### ***Об'єкт та методи дослідження***

Об'єктом досліджень обрано двопоточний лобовий фрикційний варіатор та метод вибору його раціональних параметрів, що забезпечують підвищення надійності та довговічності роботи як варіатора, так і привода в цілому, де він використовується. При вирішенні задач, поставлених у даній роботі, були використані сучасні методи теоретичних досліджень, що базуються на теорії деталей машин та опорі матеріалів.

#### ***Постановка завдання***

Враховуючи доцільність підвищення ефективності роботи лобових варіаторів, стаття присвячена дослідженням по удосконаленню їх конструкцій та методу вибору раціональних параметрів лобових двопоточних фрикційних варіаторів.

#### ***Результати і їх обговорення***

В результаті проведеного аналізу автором запропонована принципово нова конструкція лобового двопоточних фрикційного варіатора (рис. 1), позбавлена вказаних вище недоліків.

Задача підвищення довговічності роботи варіатора вирішена тим, що у фрикційному лобовому варіаторі, що містить два котки, один з яких встановлений на ведучому, а другий на проміжному валах, та диск, встановлений на веденому валу і розташований між котками, котки встановлені на валах з можливістю осьового переміщення вздовж останніх. Таке конструктивне рішення дозволяє в процесі регулювання швидкості переміщувати лише самі котки вздовж валів, залишаючи останні нерухомими в осьовому напрямку, що спрощує конструкцію варіатора.

Принцип роботи запропонованого лобового фрикційного варіатора полягає в наступному. Обертальний рух ведучого вала 4 передається котку 1 та, за допомогою циліндричної зубчастої передачі 6, проміжному валу 5 і котку 2, встановленому на ньому. Котки 1, 2 за допомогою пружини 7 притискуються до диска 3 (зубчасте зачеплення циліндричної зубчастої передачі 6 виконано з можливістю радіального переміщення зубчастих коліс і, відповідно, котків). Сила тертя, що виникає при цьому, зумовлює обертальний рух диска 3 і з'єданого з ним веденого вала 8. З метою забезпечення рівномірного притиску котків 1 і 2 до диску 3 останній встановлено на веденому валу 8 з можливістю осьового переміщення.

Сила притиску котка 1 до диска 3 (осьова сила, що діє на диск) і сила притиску котка 2 до диска 3 взаємно урівноважуються, як такі, що рівні по величині та протилежно направлені.

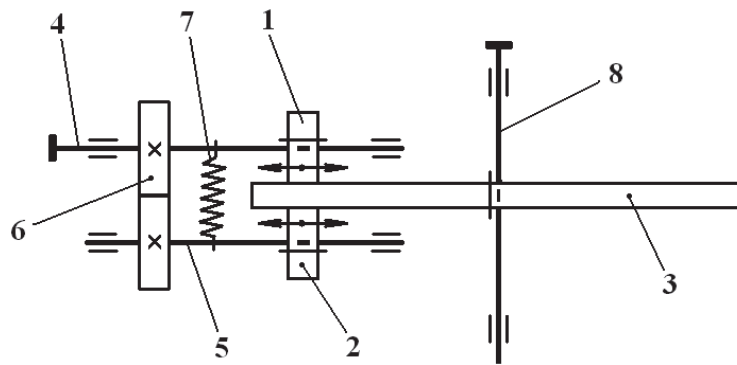


Рис. 1. Кінематична схема двопоточного лобового фрикційного варіатора:

1, 2 – котки ; 3 – диск; 4 – ведучий вал; 5 – проміжний вал; 6 – циліндрична зубчата передача;  
7 – пружина; 8 – ведений вал

Регулювання швидкості обертання веденого вала 8 досягається шляхом синхронного переміщення котків 1, 2 вздовж відповідно ведучого 4 та проміжного 5 валів по ковзних шпонах за допомогою спеціального механізму (на рис. 1 не показаний).

Синхронне осьове переміщення котків 1, 2, що обертаються з постійною частотою, призводить до зміни робочого радіуса диска 3 і, таким чином, до зміни швидкості обертання веденого вала 8, на якому він встановлений.

При розробці методу вибору раціональних параметрів лобових двопоточних фрикційних варіаторів були використані відомі методи [1, 2, 4, 5].

Радіус котка  $r_1$  вибирається із умови обмежень контактних напружень в парі коток-диск:

– при постійній потужності  $P_1$  ведучого вала варіатора ( $P_1 = const$ ):

$$r_1 = 204 \sqrt[3]{\frac{\psi E}{uf[\sigma]^2} \beta \frac{P_1}{n_1}}, \text{ мм}; \quad (1)$$

– при постійному крутному моменті  $T_2$  на вихідному валу ( $T_2 = const$ ):

$$r_1 = 4,44 \sqrt[3]{\frac{\psi E}{uf[\sigma]^2} \beta T_2}, \text{ мм}, \quad (3)$$

де  $\psi$  – коефіцієнт відносної ширини котка,  $\psi = D_x / b$ ;  $D_x$  – розрахунковий діаметр диска (змінний);  
 $b$  – ширина котка;  $E$  – приведений модуль пружності матеріалів пари коток-диск;  
 $\beta$  – коефіцієнт запасу зчеплення котків з диском,

$$\beta = \frac{2Qf}{F}; \quad (4)$$

2 – коефіцієнт, що враховує взаємодію двох котків з диском;  $Q$  – сила притиску котків до диска (сила пружини);  $f$  – коефіцієнт тертя пари коток-диск;  $F$  – колова сила, зумовлена крутним моментом

ведучого вала варіатора;  $u$  – передаточне число варіатора (при веденому диску –  $u_{min}$ , при ведучому диску –  $u_{max}$ );  $[\sigma]$  – допустиме контактне напруження матеріалу котка або диска;  $n_1$  – частота обертання котків.

Кінематичні параметри запропонованого варіатора знаходяться із умов:

$$u_x = \frac{r_{2x} + \lambda}{r_1}; \quad D = \frac{r_{2max} + \lambda}{r_{2min} + \lambda}; \quad n_2 = \frac{n_1 r_1}{r_{2x} + \lambda} = \frac{n_1 r_1}{r_{2min} + x + \lambda}, \quad (5)$$

де  $r_{2x}$ ,  $r_{2min}$ ,  $r_{2max}$  - відповідно змінний, мінімальний та максимальний радіуси диска;

$$\lambda - \text{відстань полюса кочення від середини лінії контакту котка з диском, } \lambda \approx \frac{1}{\beta} \cdot \frac{b}{2}; \quad (6)$$

$D$  – діапазон регулювання швидкості;

$x$  – переміщення котка із положення при  $r_{2min}$ .

Оскільки основним недоліком лобового фрикційного варіатора є значна величина геометричного ковзання  $\varphi$  котків та диска, при виборі його параметрів цю обставину слід враховувати (параметри варіатора слід вибирати таким чином, щоб виконувалась умова  $\varphi \leq 10\%$ ).

Величина геометричного ковзання знаходиться із умови [2]:

$$\varphi = \frac{1 + \beta}{2\beta\psi \pm 1} \cdot 100\% = \frac{1 + \beta}{\beta \frac{D_x}{b} \pm 1} \cdot 100\%. \quad (7)$$

В формулі (7) знак «+» при ведучому котку, знак «-» при ведучому диску.

Розглянемо вплив параметрів лобового варіатора на зусилля переміщення котків відносно диску  $F_{np}$  при варіюванні швидкості веденого вала. Як відомо [2]:

$$F_{np} = \frac{F_m}{\sqrt{1 + \left(\frac{v_c}{v_n}\right)^2}}, \quad (8)$$

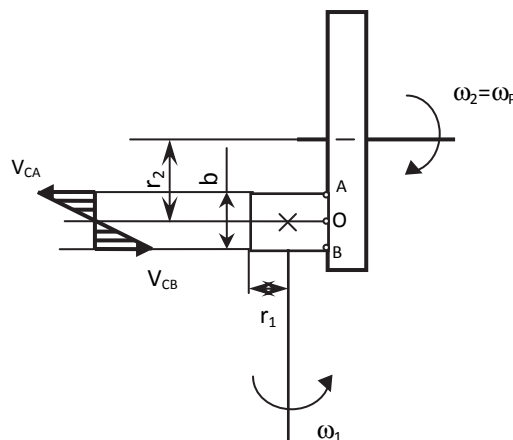


Рис. 2. Розрахункова схема знаходження геометричного ковзання пари коток-диск(представлено взаємодію одного котка з диском)

де  $F_m$  – сила тертя в парі коток-диск варіатора;

$v_c$  – середня величина геометричного ковзання пари коток-диск;

$v_n$  – швидкість переміщення диску при варіюванні швидкості веденого вала.

Очевидно ( рис. 2):

$$v_{CA} = v_{A2} - v_{A1}; \quad v_{CB} = v_{B2} - v_{B1}; \quad (9)$$

де  $v_{CA}, v_{CB}$  – геометричне ковзання відповідно в точках А і В;

$v_{A1}, v_{B1}$  – колова швидкість котка відповідно в точках А і В;

$v_{A2}, v_{B2}$  – колова швидкість диска відповідно в точках А і В.

Для нашого випадку, згідно з рис. 2:

$$v_{A1} = v_{B1} = \omega_1 r_1; \quad (10)$$

$$v_{A2} = (r_2 - 0,5b)\omega_2, \quad (11)$$

де  $\omega_1, \omega_2$  – кутова швидкість відповідно котка та диска;

Підставивши вирази (10), (11) в рівняння (9) та враховуючи, що  $\omega_2 = \omega_1 r_1 / r_2$ , знаходимо:

$$v_{CA} = \left[ (r_2 - 0,5b) \frac{r_1}{r_2} - r_1 \right] \omega_1 = -\frac{r_1 b}{2r_2} \omega_1;$$

$$v_{CB} = \left[ (r_2 + 0,5b) \frac{r_1}{r_2} - r_1 \right] \omega_1 = \frac{r_1 b}{2r_2} \omega_1. \quad (12)$$

Тоді середня величина геометричного ковзання пари ролик-диск становить:

$$v_C = \frac{v_{Cmax}}{2} = \frac{v_{CB}}{2} = \frac{r_1 b}{4r_2} \omega_1. \quad (13)$$

Швидкість переміщення диску при використанні даного варіатора, як приклад, в приводі механізму накатування полотна круглов'язальної машини становить:

$$v_n = \frac{\Delta r_2}{t}, \quad (14)$$

де  $\Delta r_2$  – прирощення радіусу рулону полотна за час  $t$

Приймаємо  $\Delta r_2 = \delta$  ( $\delta$  – товщина подвійного шару трикотажного полотна).

Тоді:

$$t = \frac{60}{n_p}, \quad (15)$$

де  $n_p$  – частота обертання рулону полотна,  $n_p = n_2 = n_1 \frac{r_1}{r_2} = \frac{30r_1}{\pi r_2} \omega_1$ . (16)

Підставимо (12) в (11) та враховуючи (13), знаходимо:

$$v_n = \frac{\delta r_1}{2\pi r_2} \omega_1. \quad (17)$$

Використовуючи одержані вище результати, формула (8) приймає вид:

$$F_{np} = \frac{F_m}{\sqrt{1 + \left(\frac{\pi b}{2\delta}\right)^2}} \quad (18)$$

Вплив зусилля переміщення диска лобового фрикційного варіатора на процес накатки полотна можемо виразити коефіцієнтом  $K_n$ :

$$K_n = \frac{F_{np}}{F_m} = \frac{1}{\sqrt{1 + \left(\frac{\pi b}{2\delta}\right)^2}}. \quad (19)$$

Для круглов'язальних машин типу КО [6] при в'язанні бавовняного трикотажного полотна, для якого  $\delta = 1,04$  мм [7], прийнявши ширину котка варіатора  $b = 10$  мм, згідно з (19) маємо:

$$K_n = \frac{1}{\sqrt{1 + \left(\frac{10\pi}{2 \cdot 1,04}\right)^2}} = 0,066 \ll 1.$$

Одержаний результат свідчить про несуттєвий вплив зусилля переміщення диска на процес накатки полотна і про можливість знехтування цим фактором в подальших розрахунках лобових фрикційних варіаторів при використанні їх в механізмах круглов'язальних машин.

Аналіз технологічного обладнання легкої промисловості показує, що найбільш доцільним є використання запропонованої конструкції двопоточного лобового фрикційного варіатора в в'язальних машинах, зокрема в приводі, та механізмах відтягування і накутування полотна круглов'язальних машин [8, 9].

### **Висновки**

Використання запропонованої конструкції лобового фрикційного варіатора в приводі машин дає можливість :

- розширити асортимент лобових фрикційних варіаторів;
- підвищити довговічність роботи лобового фрикційного варіатора шляхом двопоточної передачі потужності та спрощення конструкції варіатора;
- підвищити продуктивність машини за рахунок скорочення простоїв, зумовлених необхідністю ремонту або заміни робочих елементів лобового фрикційного варіатора.

## ЛІТЕРАТУРА

1. Хомяк О.М., Піпа Б.Ф. Передачі. – К.: КНУТД, 2003. – 167 с.
2. Пронин Б.А., Ревков Г.А. Бесступенчатые клиноременные и фрикционные передачи (вариаторы). – М.: Машиностроение, 1967. – 404 с.
3. Пат. 67415 України на винахід. 7 F16H15/12. Фрикційний варіатор /Б.Ф.Піпа, О.М.Хомяк (Україна). - № 2003098536 Заявл. 19.09.2003; Опубл. 15.06.2004, Бюл. № 6, 2 с.
4. Есипенко Я.И. Механические вариаторы скорости. – К.: Государственное издательство технической литературы УССР, 1961. – 220 с.
5. Гузенков П.Г. Детали машин.- М.: Высшая школа, 1982, 351 с.
6. Машины кругловязальные типа КО-2. Техническое описание и инструкция по эксплуатации. - Черновцы, 1992. - 86 с.
7. Крассий Г.Г. и др. Справочник трикотажника. – К.: Техніка, 1975. – 320 с.
8. Хомяк О.Н., Піпа Б.Ф. Повышение эффективности работы вязальных машин. – М.: Легпромбытиздат, 1990. – 208 с.
9. Гарбарук В.Н. Проектирование трикотажных машин. – Л.: Машиностроение, 1980. – 472 с.

Надійшла 29.04.2010

УДК621.71.08;621.88

**ОЦІНЮВАННЯ РІВНЯ ЯКОСТІ З'ЄДНАНЬ З НАТЯГОМ**

В.М. ПАВЛЕНКО, І.В. ПЕТКО, М.П.ГАЛУШКА

Київський національний університет технологій та дизайну

*Наведена процедура оцінювання рівня якості з'єднань з натягом, що складені з різними довжинами вала та втулки*

**Постановка завдання**

Якість продукції оцінюють кількісним визначенням показників якості продукції. Для того, щоб зробити висновок про якість продукції, необхідно порівняти показники її якості з базовими. Технічний рівень продукції, визначається порівнянням груп показників її якості з відповідною групою базових показників. Досвід оцінювання рівня якості продукції дозволяє класифікувати показники якості за групами. [1].

При проектуванні складаної одиниці, складовою частиною якої є з'єднання з натягом, актуальною є задача визначення економічно раціональної границі необхідного рівня якості конструкції.[2]

**Аналіз останніх досліджень**

Згідно з ДСТУ 2925-94, оцінювання рівня якості продукції – це сукупність операцій, яка складається з вибирання номенклатури показників якості оцінюваної продукції, визначення значень цих показників та порівняння їх з базовими.