

9. Корн Г. Справочник по математике для научных работников и инженеров / Г. Корн, Т. Корн. – М. : Наука, 1973. – 831 с.
10. Пономарев С.Д. Расчет упругих элементов машин и приборов / С.Д. Пономарев, Л.Е. Андреева. – М. : Машиностроение, 1980. – 326 с.
11. Ланець О.С. Розрахунок та переваги плоских рівномісних пружин елементів для передачі прямолінійного руху у резонансних вібраційних машинах / О.С. Ланець, В.С. Андреев, Я.В. Шпак // Вісник Нац. ун-ту «Львівська політехніка». – Львів, 2005. – № 539. – С. 56– 64.

Надійшла 7.11.2012 р.  
Статтю представляє: д.т.н. Гордєєв А.І.

УДК 677.055

В.В. ЧАБАН

Київський національний університет технологій та дизайну

## УСТАНОВКА І АПАРАТУРА ДЛЯ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ВПЛИВУ ВІДЦЕНТРОВОЇ ФРИКЦІЙНОЇ МУФТИ НА ДИНАМІЧНІ НАВАНТАЖЕННЯ В ПРИВОДІ ОСНОВОВ'ЯЗальної МАШИНИ

*Представлені результати з розробки установки та вибору апаратури для проведення експериментальних досліджень впливу відцентрової фрикційної муфти на динамічні навантаження в приводі основов'язальної машини.*

*Ключові слова: основов'язальна машина, відцентрова фрикційна муфта, привід основов'язальної машини, динамічні навантаження.*

*Results are presented from development of setting and choice of apparatus for the leadthrough of experimental researches of influence of centrifugal friction muff on the dynamic loadings in the occasion of machine.*

*Keywords: centrifugal friction muff, dynamic loadings.*

Особливістю роботи основов'язальних машин є значні динамічні навантаження, що виникають в приводі та інших їх механізмах і суттєво впливають на надійність та довговічність роботи машин, а також на якість основов'язального полотна [1– 7].

Для зниження динамічних навантажень в приводі основов'язальної машини автором в монографії [7] пропонується використовувати відцентрову фрикційну муфту.

Завданням даного дослідження є експериментальна перевірка ефективності використання відцентрової фрикційної муфти для зниження динамічних навантажень в приводі основов'язальної машини. З цією метою автором була розроблена спеціальна установка та вибрана сучасна апаратура для проведення експериментальних досліджень.

Об'єктом досліджень обрані установка та апаратура для проведення експериментальних досліджень впливу відцентрової фрикційної муфти на динамічні навантаження в приводі основов'язальної машини.

При розв'язанні задач, поставлених у даній роботі, були використані сучасні методи теоретичних досліджень, що базуються на теорії динамічних процесів в механічних системах та статистичних методах обробки результатів експериментальних досліджень динамічних навантажень.

В якості експериментальної установки була використана основов'язальна машина Кокетт – 2, встановлена у науковій лабораторії кафедри інженерної механіки Київського національного університету технологій та дизайну.

Для проведення експериментальних досліджень привід основов'язальної машини був модернізований – додатково обладнаний відцентровою фрикційною муфтою, вмонтованою в ведучий шків (рис. 1, 2). Обладнання привода основов'язальної машини відцентровою фрикційною муфтою, як відомо [7– 9], дозволяє здійснювати пуск основов'язальної машини при обмеженому пусковому моменту електродвигуна, що призводить до зниження динамічних навантажень і, як наслідок, до підвищення надійності та довговічності роботи привода і основов'язальної машини в цілому.

Привід основов'язальної машини містить електродвигун 1, головний вал 2, пасову передачу 3, ведучий шків 4 якої вільно встановлено на валу електродвигуна 1, а ведений шків 5 жорстко встановлено на головному валу 2, та відцентрову фрикційну муфту 6, жорстко встановлену на валу електродвигуна 1 та з'єднану з ведучим шківом 4.

Принцип роботи привода такий. При пуску основов'язальної машини пусковий момент електродвигуна, обмежений відцентровою фрикційною муфтою, передається ведучому шківу 4. За допомогою відцентрової фрикційної муфти 6 та пасової передачі 3 обертальний рух вала електродвигуна 1 далі передається головному валу 2 та механізмам основов'язальної машини, кінематично з ним зв'язаними (на рис. 2 не показані). Таким чином, завдяки обмеженню пускового моменту електродвигуна 1 відцентровою фрикційною муфтою 6, досягається зниження пускових динамічних навантажень в приводі та інших механізмах основов'язальної машини і, як наслідок, підвищення надійності та довговічності роботи привода і основов'язальної машини в цілому.



Рис. 1. Модернізований привід основов'язальної машини Кокетт – 2 (фрагмент)

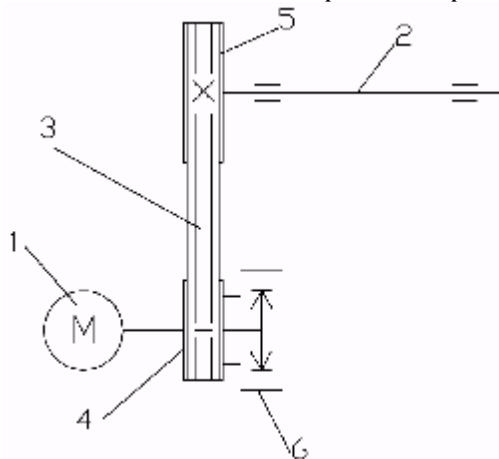


Рис. 2. Кінематична схема привода основов'язальної машини Кокетт – 2

Враховуючи особливість конструкції привода основов'язальної машини Кокетт – 2 (неможливість використати стандартну відцентрову фрикційну муфту), автором була розроблена та виготовлена спеціальна конструкція відцентрової фрикційної муфти (надалі муфта), схема якої представлені на рис. 3.

Принцип роботи муфти наступний. При вмиканні електродвигуна обертальний рух вала 3 передається ступиці – хрестовині 2, жорстко закріпленій на ньому за допомогою призматичної шпонки 14. Відцентрові сили, що виникають при цьому переміщують колодки 4 в радіальному напрямку, притискаючи їх до барабана – шківів 1. Сили тертя, що виникають при цьому в зоні притиску колодок 4 до барабана – шківів 1 зумовлюють обертальний рух останнього. Далі рух елементів привода відбувається аналогічно розглянутому вище (див. рис. 2).

Для забезпечення працездатності та ефективності роботи муфти необхідно вибрати відповідну вагу колодок. З цією метою були використані існуючі методи розрахунку відцентрових фрикційних муфт [9, 10]. Необхідна вага колодки знаходиться із умови:

$$Q = \frac{\beta P q}{\omega^3 r \mu R z}, \quad (1)$$

- де  $Q$  – вага однієї колодки;  
 $\beta$  – коефіцієнт надійності роботи муфти;  
 $P$  – потужність (статична) привода основов'язальної машини;  
 $q$  – прискорення вільного падіння тіла,  $q = 9,81 \text{ м/с}^2$ ;  
 $\omega$  – кутова швидкість муфти;  
 $r$  – радіус центра ваги колодки;  
 $\mu$  – коефіцієнт тертя пари колодка – барабан – шківів;  
 $R$  – внутрішній радіус барабана – шківів;  
 $z$  – кількість колодок.

Беручи до уваги характеристику електродвигуна привода основов'язальної машини Кокетт – 2 ( $n = 1430 \text{ об/хв}$ ), знаходимо:

$$\omega = \frac{\pi n}{30} = \frac{\pi \cdot 1430}{30} = 149,75 \text{ с}^{-1}.$$

Прийнявши  $\beta = 1,2$  та враховуючи, що при частковій заправці основов'язальної машини, що використовувалась з метою економії сировини при проведенні експерименту,  $P = 3 \text{ кВт}$ , а також параметри даної муфти  $r = 45 \text{ мм}$ ;  $\mu = 0,15$  (матеріал колодок та барабана – шківів – чавун);  $R = 60 \text{ мм}$ ;  $z = 4$ , із виразу (1) знаходимо:

$$Q = \frac{\beta P q}{\omega^3 r \mu R z} = \frac{1,2 \cdot 3 \cdot 10^3 \cdot 9,81}{149,75^3 \cdot 45 \cdot 10^{-3} \cdot 0,15 \cdot 60 \cdot 10^{-3} \cdot 4} = 6,5 \text{ Н.}$$

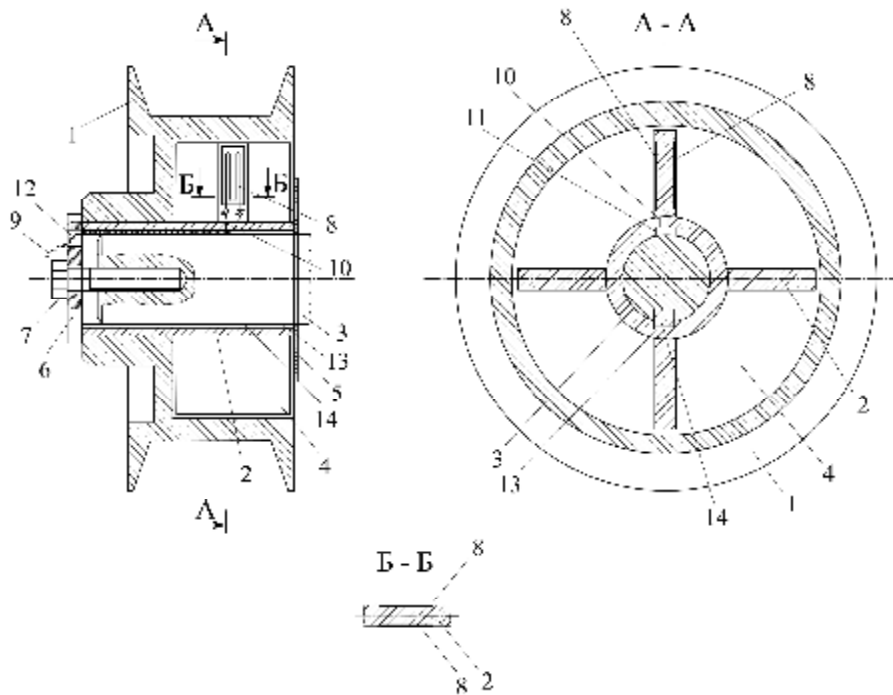


Рис. 3. Схема відцентрової фрикційної муфти: 1 – барабан-шків; 2 – ступиця-хрестовина; 3 – вал електродвигуна; 4 – колодки; 5, 6 – шайби; 7 – болт; 8 – тензодатчики; 9 – шлейф; 10 – отвори; 11 – паз; 12 – отвір шайби; 13 – шпонковий паз; 14 – шпонка

При проведенні експериментальних досліджень величина динамічних навантажень, що виникають в період пуску основоу'язальної машини, реєструвалася в зоні взаємодії однієї із колодок 4 з лопаткою ступиці – хрестовини 2, на якій наклеювались тензодатчики.

Для запобігання похибок реєстрації динамічних навантажень, необхідно виконати умову [11]:

$$\lambda = \frac{f}{f_0} \leq 0,1, \quad (2)$$

де  $\lambda$  – співвідношення частот процесу (динамічне навантаження), що реєструється, і власної частоти коливання вимірювального елемента (пальця);

$f$  – частота зміни максимуму динамічного навантаження;

$f_0$  – власна частота коливання вимірювального елемента (лопатка ступиці – хрестовини).

Очевидно:

$$f = \frac{\omega}{2\pi}. \quad (3)$$

Зважаючи на конструктивні особливості муфти (рис. 3), власна частота коливань лопатки визначається із рівняння [12]:

$$f_0 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{3EJ}{m_n l^3}}, \quad (4)$$

де  $E$  – модуль пружності матеріалу лопатки;

$J$  – момент інерції поперечного перерізу лопатки,

$$J = \frac{ab^3}{12}; \quad (5)$$

$a$  – ширина поперечного перерізу лопатки;

$b$  – товщина поперечного перерізу лопатки;

$m_n$  – приведена маса лопатки,

$$m_n = \frac{33}{140} \cdot \frac{Q_p}{g} = \frac{33}{140 \cdot 9,81} Q_p = 0,024 Q_p; \quad (6)$$

$Q_p$  – вага робочої частини лопатки;

$l$  – робоча довжина лопатки.

Враховуючи, що  $\omega = 149,75 \text{ с}^{-1}$ , із (3) знаходимо:

$$f = \frac{\omega}{2\pi} = \frac{149,75}{2\pi} = 23,83 \text{ с}^{-1}.$$

Враховуючи параметри лопатки  $a = 40 \text{ мм}$ ;  $b = 7 \text{ мм}$ ;  $l = 37,5 \text{ мм}$ ;  $Q_p = 0,82 \text{ Н}$ ;  $E = 2,15 \cdot 10^5 \text{ МПа}$ , із рівнянь (4)... (6), знаходимо:  $J = 1143,33 \text{ мм}^4$ ;  $m_n = 0,0197 \text{ кг}$ ;  $f_0 = 4240 \text{ с}^{-1}$ .

Підставляючи отримані результати в (2), маємо:

$$\lambda = \frac{f}{f_0} = \frac{23,83}{4240} = 5,62 \cdot 10^{-3} < 0,1,$$

що підтверджує працездатність прийнятої конструкції вимірювального елемента (лопатки хрестовини відцентрової фрикційної муфти).

Вимірювання досліджуваних параметрів проводилось за допомогою перетворюючої та реєструючої апаратури (рис. 4, 5).

В якості перетворювачів деформації в електричний сигнал, використовувались дротяні тензодатчики 2 з базою 20 мм КФ 5 ПІ-20-200А, підключені до мостової вимірювальної схеми 3, що забезпечує максимальну чутливість та лінійність вихідних параметрів. Сигнал з датчиків 2 поступає на вимірювальну плату WAD-AIK-BUS 4 через екранований дрiт, що значно знижує рівень перешкод, де сигнал підсилюється, перетворюється в цифрову форму та через USB інтерфейс надходить на обчислювальну мережу (персональний комп'ютер) 5, де відбувається збір показань датчиків та остаточна обробка отриманих значень. Вимірювальна плата WAD-AIK-BUS 4 підключена до джерела живлення 1.

У зв'язку з тим, що перехідні опори в струмоз'ємниках з ковзним контактом у ряді випадків [13] вносять істотну погрішність до результатів вимірювань, при проведенні експериментальних досліджень був обраний безконтактний метод зв'язку тензодатчиків, що оберталися, з вимірювальною апаратурою.

З цією метою провідники, що сполучають датчики, виводилися на торець валу і підключалися до клемових коробок, закріплених на відстані 1,0 м від торця валу. Такий метод зняття сигналу з датчиків дозволяв вести запис протягом 10..15 с, що було цілком достатнім для запису декількох циклів моментів пуску машини.

Враховуючи ті обставини, що завданням даного дослідження є експериментальна перевірка ефективності використання відцентрової фрикційної муфти для зниження динамічних навантажень в приводі основов'язальної машини, тарування тензодатчиків не проводилось.

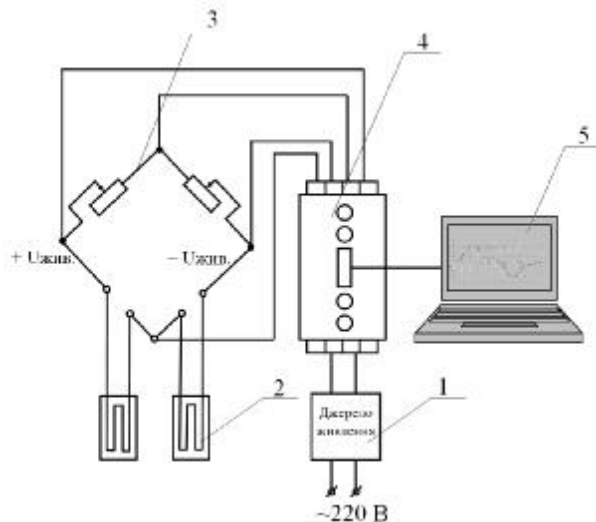


Рис. 4. Схема вимірювальної та реєструючої апаратури експериментальної установки

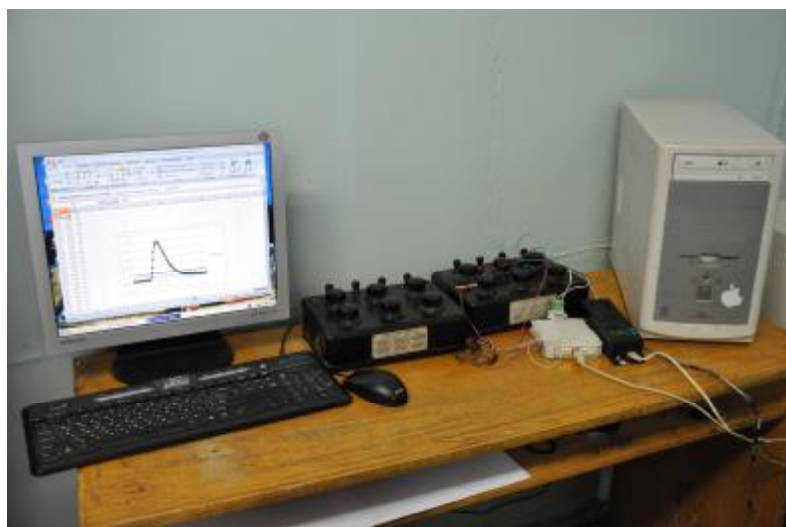


Рис. 5. Вимірювальна та реєструюча апаратура експериментальної установки

Ефективність використання відцентрової фрикційної муфти оцінювалась коефіцієнтом впливу муфти на зниження динамічних навантажень в приводі основов'язальної машини:

$$k = \frac{\bar{A}_1}{A_2}, \quad (7)$$

де  $k$  – коефіцієнт зниження динамічних навантажень в приводі основов'язальної машини при використанні муфти;

$\bar{A}_1$  – амплітуда максимуму динамічних навантажень в приводі основов'язальної машини Кокетт – 2 до модернізації (середнє значення);

$A_2$  – амплітуда максимуму динамічних навантажень в приводі основов'язальної машини Кокетт – 2 при використанні муфти (середнє значення).

#### ВИСНОВКИ

Аналізуючи результати досліджень, можемо зробити наступні висновки:

- запропонований метод експериментальних досліджень дозволяє провести оцінку ефективності використання відцентрової фрикційної муфти для зниження динамічних навантажень в приводі будь якого типу основов'язальної машини;

- запропонована конструкція відцентрової фрикційної муфти проста, надій на та ефективна в роботі (однак слід враховувати, що ефективність муфти для зниження динамічних навантажень в приводі основов'язальної машини може бути досягнута лише при умові вибору її раціональних параметрів, зокрема маси колодок).

#### Література

1. Гарбарук В.Н. Проектирование трикотажных машин / Гарбарук В.Н. – Л. : Машиностроение, 1980. – 472 с.
2. Мойсеєнко Ф.А. Проектування в'язальних машин / Мойсеєнко Ф.А. – Харків : Основа, 1994. – 336 с.
3. Каценеленбоген А.М. Машины и технология основовязального производства / А.М. Каценеленбоген, О.Д. Галанина. – М. : Легкая индустрия, 1966. – 432 с.
4. Бакан Л. А. Определение мощности привода основовязальных машин / Л.А. Бакан, В.П.Сердюк // Известия вузов. Технология легкой промышленности. – 1973. – № 4. – С. 175– 179.
5. Сердюк В.П. Определение динамических нагрузок в приводе основовязальных машин / В.П. Сердюк, Л.А. Бакан // Известия вузов. Технология легкой промышленности. – 1973. – № 2. – С. 125– 131, № 3. – С. 156– 162.
6. Сердюк В.П. Расчет приводов машин легкой промышленности / Сердюк В.П. – К. : Техніка, 1978. – 232 с.
7. Чабан В.В. Динаміка основов'язальних машин / Чабан В.В., Бакан Л.А., Піпа Б.Ф. – К. : КНУТД, 2012. – 287 с.
8. Кожевников С.Н. Динамика нестационарных процессов в машинах / Кожевников С.Н. – К. : Наукова думка, 1986. – 288 с.
9. Поляков В.С. Справочник по муфтам / Поляков В.С., Барабаш И.Д., Ряховский О.А. – [2-е изд.]. – Л. : Машиностроение, 1979. – 351 с.
10. Райко М.В. Расчет деталей и узлов машин / Райко М.В. – К. : Техніка, 1966. – 500 с.
11. Коритыский Я.И. Колебания в текстильных машинах / Коритыский Я.И. – М. : Машиностроение, 1973. – 320 с.
12. Справочник по сопротивлению материалов / [Писаренко Г.С. и др.]. – К. : Наукова думка, 1975. – 704 с.

Надійшла 19.11.2012 р.

Рецензент: д.т.н. Піпа Б.Ф.