

6. Ковтун В.В. Визначальні співвідношення механіки дискретного середовища / В.В. Ковтун // Вісник Хмельницького національного університету. – Технічні науки. – 2008. – № 5. – С. 69– 75.
7. Ковтун В.В. Експериментальне обґрунтування вихідних положень механіки дискретного середовища і визначення розрахункових параметрів моделей / В.В. Ковтун, О.А. Дорофеев // Вісник Хмельницького національного університету. – Технічні науки. – 2011. – № 3. – С. 20– 28.
8. Ковтун В.В. Исследование прочности сыпучих материалов в условиях плоской деформации / В.В. Ковтун, Е.В. Багрий, В.Т. Бугаев // Будівельні конструкції – 2004. – Вип. 61. – Т. 1. – С. 109– 116.
9. Reynolds O. Experiments showing dilatancy, a property of granular material. Proc. Roy inst. 2, 1886, P. 354-363.
10. Седов Л.И. Механика сплошной среды / Седов Л.И. – М.: Наука, 1970. – Т. 2. – 578 с.

Надійшла 6.5.2012 р.  
Статтю представляє: д.т.н. Ковтун В.В.

УДК 677.055

В.В. ЧАБАН, Б.Ф.ППА

Київський національний університет технологій та дизайну

## ВПЛИВ РЕЖИМУ ПУСКУ ОСНОВОВ'ЯЗальної МАШИНИ НА ДИНАМІЧНІ НАВАНТАЖЕННЯ

*Представлено результати досліджень щодо вибору раціонального режиму пуску основов'язальної машини, що забезпечує зниження динамічних навантажень в приводі. Запропоновано більш досконалу конструкцію привода з засобом створення попереднього напруження в'язей привода та обмеження пускового моменту електродвигуна.*

Ключові слова: основов'язальна машина; еквівалентна модель основов'язальної машини, динамічні навантаження, пуск основов'язальної машини.

Недоліком відомих конструкцій приводів основов'язальних машин є значні динамічні навантаження, що виникають під час пуску та негативно впливають на надійність і довговічність їх роботи [1, 2].

Враховуючи доцільність підвищення ефективності роботи основов'язальних машин шляхом удосконалення конструкції їх привода, направлено на зниження динамічних пускових навантажень, проблема розробки нових конструкцій приводів та методів їх проектування є актуальною для сучасного легкого машинобудування.

Об'єктом досліджень обрано привід основов'язальної машини з засобом створення попереднього напруження в'язей привода і обмеження пускового моменту електродвигуна, що забезпечує ефективне зниження динамічних навантажень, та метод розрахунку динамічних навантажень, що виникають під час пуску основов'язальної машини з попередньо напруженими в'язями привода. При розв'язанні задач, поставлених у даній роботі, були використані сучасні методи теоретичних досліджень, що базуються на теорії динаміки механічних систем з пружними в'язями.

Завданням досліджень стала розробка нової більш досконалої конструкції привода основов'язальної машини – привода, що містить засіб попереднього напруження в'язей привода і обмеження пускового моменту електродвигуна, та оцінка впливу режиму пуску основов'язальної машини на динамічні навантаження.

Враховуючи недоліки існуючих конструкцій приводів основов'язальних машин [1– 6], авторами запропоновано конструкцію привода основов'язальної машини, здатної ефективно знизити динамічні навантаження, що виникають під час пуску машини.

Поставлена задача вирішена тим, що привід основов'язальної машини додатково обладнаний засобом зниження пускового моменту електродвигуна, виконаним у вигляді електромагнітної фрикційної дискової муфти з електромагнітом, що містить обмотку з двома секціями.

Привід, схема якого представлена на рис. 1, містить електродвигун 1, головний вал 2, клинопасову передачу 3, ведучий шків 4 якої з'єднаний з електродвигуном 1, а ведений шків 5 встановлено на головному валу 2, та засіб зниження пускового моменту 6 електродвигуна, виконаний у вигляді електромагнітної фрикційної дискової муфти, що містить ведучу напівмуфту 7 з дисками 8, встановлену на валу електродвигуна 1 з можливістю осьового переміщення, ведену напівмуфту 9 з дисками 10, жорстко з'єднану з ведучим шківом 4, та електромагніт 11 з обмоткою, що містить дві секції: першу 12 і другу 13.

Принцип роботи привода такий. Одночасно з вмиканням електродвигуна 1 вмикається перша секція 12 обмотки електромагніту 11. Вал електродвигуна 1 починає обертатися. При цьому ведуча напівмуфта 7 з дисками 8 під дією сили електромагніту 11 притискується до дисків 10 веденої напівмуфти 9. Момент сил тертя, що виникає в зоні взаємодії дисків 8 з дисками 10, здійснює попереднє напруження пружних в'язей привода та вибір зазорів в його передачах (сили електромагніту 11, в якому підключена лише перша секція 12 обмотки недостатньо для остаточного пуску машини і ведучий шків 4 не приходить в обертальний рух).

Подальше вмикання другої секції 13 обмотки електромагніту 11 призводить до збільшення моменту електромагнітної фрикційної дискової муфти, що змушує ведену напівмуфту 9, а з нею і ведучий шків 4 прийти в обертальний рух. Обертальний рух ведучого шківця 4 за допомогою клинових пасів 3 передається веденому шківу 5 та головному валу 2, кінематично зв'язаному з механізмами петлетворення (на рис. 1 не показані), що необхідно для роботи основ'язальної машини – в'язання трикотажного полотна.

Обладнання приводу основ'язальної машини засобом зниження пускового моменту електродвигуна дозволяє здійснювати пуск основ'язальної машини шляхом вмикання електромагнітної фрикційної дискової муфти в два етапи: спочатку вмикається лише одна (перша) секція обмотки, а потім, через деяку затримку часу, вмикається друга секція обмотки. При цьому при вмиканні першої секції обмотки крутний момент електромагнітної фрикційної дискової муфти здійснює лише попереднє напруження пружних в'язей приводу (обертальні маси основ'язальної машини не приходять в рух). При подальшому вмиканні другої секції обмотки відбувається остаточний пуск основ'язальної машини (всі обертальні маси машини приходять в рух). Таким чином, наявність двох секцій обмотки електромагніту забезпечує здійснення пуску основ'язальної машини в режимі попереднього напруження пружних в'язей приводу та обмеження величини пускового моменту електродвигуна, що призводить до зниження пускових динамічних навантажень [7, 8] та сприяє підвищенню довговічності роботи приводу.

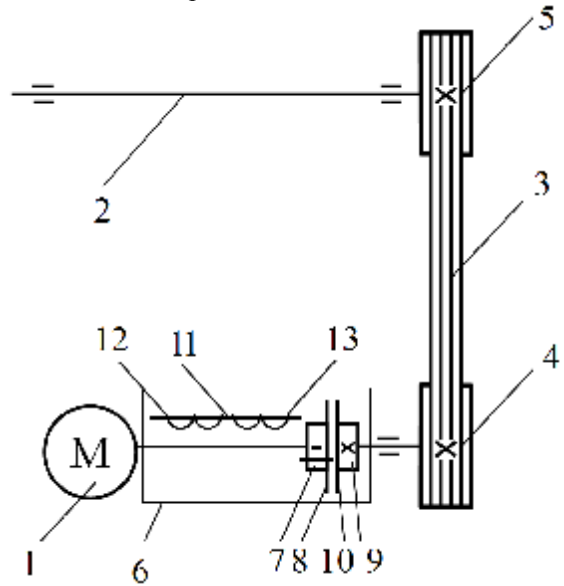


Рис. 1. Кінематична схема приводу основ'язальної машини

Аналіз сучасних конструкцій основ'язальних машин показує, що з метою дослідження динамічних процесів, які відбуваються в приводі під час пуску, реальну конструкцію машини доцільно замінити двомасовою динамічною моделлю (рис. 2).

При виборі параметрів динамічної моделі приводу основ'язальної машини слід враховувати рекомендації робіт [1, 2, 7, 8], присвячених дослідженням динамічних процесів в механічних системах з пружними в'язями. При цьому параметри необхідно приводити до одного з валів механічної системи (для основ'язальної машини доцільно її параметри привести до головного валу).

Пуск основ'язальної машини без модернізації приводу відбувається в два етапи.

Перший етап пуску характеризується рухом першої маси системи (рис. 2, б) і продовжується від 0 до  $\tau_1$ , поки момент в пружній в'язі  $C_{12}$  досягне величини  $T_2$ . З цього часу починається другий, остаточний етап пуску (рис. 2, а), який характеризується рухом усіх двох мас системи. Він продовжується від  $\tau_1$  до  $t_n$  ( $t_n$  – час пуску машини).

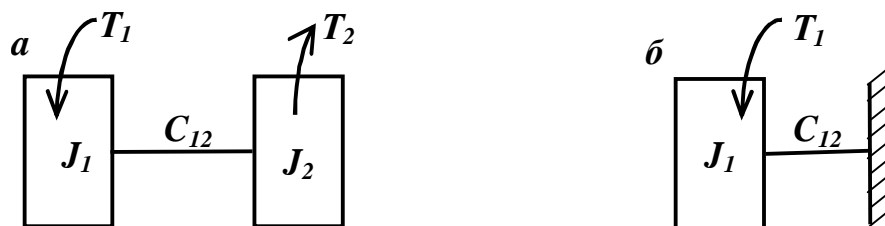


Рис. 2. Динамічна модель приводу основ'язальної машини:

$T_1$  -- пусковий момент електродвигуна;  $T_2$  – сумарний момент сил опору механізмів машини;  $J_1$  – момент інерції ротора електродвигуна з урахуванням моменту інерції обертальних мас ведучого шківця-варіатора клинопасової передачі;  $J_2$  – сумарний момент інерції обертальних мас механізмів машини;  $C_{12}$  – жорсткість пружних ланок механізмів машини

Рівняння руху обертальних мас системи для першого етапу пуску мають вигляд:

$$J_1 \ddot{\varphi}_1 + C_{12} \dot{\varphi}_1 = T_1, \quad (1)$$

де  $\dot{\varphi}_1$  – кут повороту ведучої маси.

Розв'язок диференційного рівняння (1) можемо представити у вигляді [8]:

$$T_{12} = A_{12} \cos b \cdot t + B_{12} \sin b \cdot t + a_{12}, \quad (2)$$

де  $T_{12}$  – момент пружних сил, що виникає у в'язі  $C_{12}$ ,

$$T_{12} = C_{12} \cdot \dot{\varphi}_1; \quad (3)$$

$A, B$  – постійні диференціювання;

$b$  – циклова частота коливань маси  $J_1$  системи,

$$b = \sqrt{\frac{C_{12}}{J_1}}; \quad (4)$$

$a_{12}$  – постійна складова моменту  $T_{12}$ , згідно з [8]:  $a_{12} = T_1$ .

Враховуючи початкові умови першого етапу пуску системи  $T_{(12)0} = 0$ ;  $\dot{T}_{(12)0} = 0$ , знаходимо:

$$A = -T_1; B = 0. \quad (6)$$

Підставивши (5), (6) в (2), знаходимо:

$$T_{12} = T_1 (1 - \cos b \cdot t). \quad (5)$$

Враховуючи початкові умови першого етапу пуску системи  $T_{(12)0} = 0$ ;  $\dot{T}_{(12)0} = 0$ , знаходимо:

$$A = -T_1; B = 0. \quad (6)$$

Підставивши (5), (6) в (2), знаходимо:

$$T_{12} = T_1 (1 - \cos b \cdot t). \quad (7)$$

З рівняння (7) знаходимо тривалість першого етапу пуску системи (початок другого етапу пуску)  $t_1$ , враховуючи, що другий етап пуску розпочинається при умові  $T_{12} = T_2$ :

$$t_1 = \frac{1}{b} \arccos \left( 1 - \frac{T_2}{T_1} \right). \quad (8)$$

Переходимо до другого етапу пуску системи, який починається при початкових умовах: при  $t = 0$   $T_{(12)0} = T_2$ ;  $\dot{T}_{(12)0} = T_1 b \cdot \sin b \cdot t_1$ .

Рівняння руху мас системи під час другого етапу пуску мають вигляд [8]:

$$\begin{aligned} J_1 \ddot{T}_1 &= T_1 - T_{12}; \\ J_2 \ddot{T}_2 &= T_{12} - T_2. \end{aligned} \quad (9)$$

Підставивши параметри  $T_1, T_2$ , знайдені із (9), в рівняння  $T_{12} = C_{12} (T_1 - T_2)$ , знаходимо:

$$T_{12} = \frac{C_{12}}{J_2} \left[ T_1 \frac{J_2}{J_1} + T_2 - \left( 1 + \frac{J_2}{J_1} \right) T_{12} \right]. \quad (10)$$

Розв'язок диференційного рівняння (10) можемо представити у вигляді, наведеному раніше. Але для другого етапу пуску параметри рівняння (2) знаходяться, враховуючи початкові умови та рекомендації [8], наступним чином:

$$A_{12} = T_2 - T_1; B_{12} = \frac{\dot{T}_{(12)0}}{b_1}; a = \frac{T_1 J_2 + T_2 J_1}{J_1 + J_2}; b_1 = \sqrt{\frac{C_{12} (J_1 + J_2)}{2 J_1 J_2}}. \quad (11)$$

Тоді, аналізуючи рівняння (2) та враховуючи рекомендації щодо складання коливань моментів сил пружності однакової частоти [9], приходимо до висновку, що максимальна величина моменту  $T_{12}$  буде дорівнювати:

$$T_{12\max} = D + a = \sqrt{A_{12}^2 + B_{12}^2} + a, \quad (12)$$

де  $D$  – сумарна амплітуда коливань моментів сил пружності.

Коефіцієнт динамічних перевантажень пружної в'язі привода знаходиться із умови:

$$K = \frac{T_{12\max}}{T_2}. \quad (13)$$

Використовуючи одержані результати, знайдемо максимальну величину моменту, що виникає в існуючому приводі під час пуску основов'язальної машини Кокетт-2 (модель 5219) (режим пуску 1). В якості вихідних параметрів (приведені до головного валу привода), враховуючи технічну характеристику машини [1, 4], приймаємо:

$$T_1 = 158 \text{ Нм}; T_2 = 50 \text{ Нм}; J_1 = 0,35 \text{ кгм}^2; J_2 = 0,025 \text{ кгм}^2; C_{12} = 24220 \text{ Нм/рад.}$$

Використовуючи наведену вище методику, знаходимо максимальну величину динамічних навантажень, що виникають в приводі ( $T_{12\max} = 173,1$  Нм) та коефіцієнт динамічних перевантажень пружних в'язей привода ( $K = 3,46$ ). Результати розрахунків наведені в табл. 1.

Розглянемо особливості режиму пуску основов'язальної машини за наявності в її складі запропонованої конструкції привода.

В цьому випадку при динамічному аналізі пуску машини її реальну схему можна представити, як і раніше, у вигляді двомасової динамічної моделі. Пуск основов'язальної машини з новим приводом може відбуватися: в режимі з попереднім напруженням пружних в'язей привода без обмеження пускового моменту електродвигуна (режим 2 – початкові умови:  $T_{(12)0} = 0,95T_2 = 47,5 \text{ Нм}$ ;  $T_{(12)0}^* = 0$ ; вихідні дані:  $T_1 = 158 \text{ Нм}$ ;  $T_2 = 50 \text{ Нм}$ ;  $J_1 = 0,35 \text{ кгм}^2$ ;  $J_2 = 0,025 \text{ кгм}^2$ ;  $C_{12} = 24220 \text{ Нм/рад}$ ); в режимі з попереднім напруженням пружних в'язей привода та з обмеженням пускового моменту електродвигуна (режим 3 – початкові умови:  $T_{(12)0} = 0,95T_2 = 47,5 \text{ Нм}$ ;  $T_{(12)0}^* = 0$ ; вихідні дані:  $T_1 = 1,2 \cdot T_2 = 60 \text{ Нм}$ ;  $T_2 = 50 \text{ Нм}$ ;  $J_1 = 0,35 \text{ кгм}^2$ ;  $J_2 = 0,025 \text{ кгм}^2$ ;  $C_{12} = 24220 \text{ Нм/рад}$ );).

Виконані розрахунки з використанням відомих [1, 2, 8, 9] та вище приведеної методик показують (табл. 1), що найбільш раціональним режимом пуску основов'язальної машини є режим пуску з попереднім напруженням пружних в'язей привода та одночасним обмеженням пускового моменту електродвигуна (режим 3). Такий режим пуску може бути здійсненим за наявності у складі привода запропонованого авторами засобу попереднього напруження пружних в'язей привода та обмеження пускового моменту його електродвигуна.

Таблиця 1

**Результати розрахунків динамічних навантажень, що виникають під час пуску основов'язальної машини Кокетт-2 (модель 5219)**

Параметр	Режим пуску		
	Режим 1 $T_1 = 158 \text{ Нм}$	Режим 2 $T_1 = 158 \text{ Нм}$	Режим 3 $T_1 = 60 \text{ Нм}$
$b, \text{ с}^{-1}$	263	-	-
$t_1, \text{ с}$	$3,11 \cdot 10^{-3}$	-	-
$a, \text{ Нм}$	57,2	57,2	50,7
$b_1, \text{ с}^{-1}$	720,4	-	-
$A_{12}, \text{ Нм}$	-108	-9,7	-3,2
$B_{12}, \text{ Нм}$	42,1	0	0
$T_{12\text{max}}, \text{ Нм}$	173,1	66,9	53,9
$T_2, \text{ Нм}$	50	50	50
$K$	3,46	1,34	1,08

### Висновки

Виконані дослідження дозволяють зробити наступні висновки:

- запропонована авторами конструкція привода основов'язальної машини з засобом попереднього напруження його в'язей та обмеження пускового моменту електродвигуна, виконаним у вигляді електромагнітної фрикційної дискової муфти з електромагнітом, що містить обмотку з двома секціями, дозволяє ефективно знизити динамічні навантаження, що виникають в приводі та механізмах машини під час пуску (для основов'язальної машини Кокетт-2 у 3,2 рази);
- використання даного засобу зниження пускового моменту електродвигуна у складі привода дозволяє підвищити довговічність та надійність роботи як самого привода, так і основов'язальної машини, де він використовується;
- запропонована конструкція засобу попереднього напруження в'язей привода та обмеження пускового моменту електродвигуна може бути використана і для інших типів машин як легкого, так і загального машинобудування.

### Література

1. Чабан В.В., Бакан Л.А., Піпа Б.Ф. Динаміка основов'язальних машин / Чабан В.В., Бакан Л.А., Піпа Б.Ф. – К. : КНУТД, 2012 – 287 с.
2. Сердюк В.П. Расчет приводов машин легкой промышленности / Сердюк В.П. – К. : Техніка, 1978. – 232 с.
3. Гарбарук В.Н. Проектирование трикотажных машин / Гарбарук В.Н. – Л. : Машиностроение, 1980. – 472 с.
4. Каценеленбоген А.М. Устройство, работа и обслуживание основовязальных машин / А.М. Каценеленбоген, Л.Д. Верховинина. – М. : Легкая и пищевая промышленность, 1982. – 304 с.
5. Хомяк О.Н. Повышение эффективности работы вязальных машин / О.Н. Хомяк, Б.Ф. Пипа. – М. : Легпромбытиздат, 1990. – 208 с.

6. Мойсеєнко Ф.А. Проектування в'язальних машин / Мойсеєнко Ф.А. – Харків : Основа, 1994. – 336 с.
7. Голубенцев А.Н. Динамика переходных процессов в машинах со многими массами / Голубенцев А.Н. – М. : Машгиз, 1959. – 306 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. Динаміка круглов'язальних машин / Піпа Б.Ф., Хомяк О.М., Павленко Г.І. – К. : КНУТД, 2005. – 294 с.

Надійшла 19.5.2012 р.  
Рецензент: д.т.н. Піпа В.П.

УДК 624.13

О.В. БАГРІЙ, В.В. КОВТУН  
Хмельницький національний університет

## ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ВИЗНАЧЕННЯ МОДУЛЯ ЮНГА І КОЕФІЦІЄНТА ПУАССОНА СИПКОГО МАТЕРІАЛУ

*Розглядаються схеми лабораторних випробувань зразків дискретного матеріалу для визначення величин двох характеристик моделі лінійної теорії пружності: модуля Юнга і коефіцієнта Пуассона.*

*Considered scheme of laboratory tests of samples of a discrete material for determining the values of two characteristics of the model of the linear theory of elasticity: Young's modulus and Poisson's ratio.*

Ключові слова: дискретне середовище, модуль Юнга, коефіцієнт Пуассона.

### Вступ

Розрахунок елементів інженерних конструкцій, що взаємодіють з природними ґрунтами; огорожень сховищ технологічних відходів; бункерів і силосів для зберігання зерна, піску, щебеню; транспортних засобів для перевезення наслідних вантажів і т.п. зводиться до моделювання напружено-деформованого стану дискретного середовища.

Теоретичні моделі дискретного середовища використовують складні нелінійні визначальні співвідношення [1]. Для призначення необхідних розрахункових параметрів таких моделей в кожному випадку необхідно використовувати спеціальні методики і лабораторне обладнання. Крім того, реалізація складних фізично нелінійних задач вимагає розробки спеціальних ітераційних алгоритмів на кожному етапі яких розв'язується лінійна задача теорії пружності. Тому в багатьох випадках для оцінки напружено-деформованого стану дискретного середовища використовують найпростішу модель лінійної теорії пружності, що вимагає обґрунтованого призначення осереднених величин параметрів моделі лінійної теорії пружності конкретного дискретного матеріалу. Відомо, що у фізичні рівняння моделі – у рівняння узагальненого закону Гука – входять тільки дві пружні сталі, які повинні бути незалежно визначені експериментальними методами.

В рішеннях задач теорії пружності використовують декілька пружних сталей: модуль Юнга, модуль зсуву, коефіцієнт Пуассона, модуль об'ємної деформації, параметр Ляме та ін., але незалежними з них можуть бути тільки дві.

Вказані характеристики для дискретного матеріалу не є пружними сталими, а можуть розглядатись тільки як параметри моделі.

**Метою** досліджень є створення методик і лабораторного обладнання для визначення осереднених параметрів моделі лінійної теорії пружності за результатами випробувань зразків дискретного матеріалу.

### Стан проблеми

Характеристики пружності класичних конструкційних матеріалів визначають за результатами випробувань зразків в умовах простих навантажень на розтяг, стиск або кручення. Такі випробування неможливі для дискретних матеріалів. Напружений стан дискретного матеріалу може бути тільки складним (тривісним), а деформативний – тривісним, плоским чи одновісним, тому для випробувань зразків дискретного матеріалу розробляється спеціальне обладнання. Наприклад, осереднене значення модуля Юнга визначають за результатами компресійних випробувань в умовах одновісної деформації. В цих випробуваннях матеріал вміщують в циліндричну порожнину (в металеву обойму) і навантажують через жорсткий штамп осьовою силою  $N$  з одночасним заміром переміщення  $\Delta$  штампа. На кожному етапі навантаження визначають осьові напруження  $s = N/A$  і деформації  $e = \Delta/h$  ( $A$  – площа поперечного перерізу,  $h$  – висота зразка). Модуль Юнга  $E$  знаходять як кутовий коефіцієнт січної експериментального графіка  $s = f(e)$  в діапазоні його лінеаризації,  $E = \Delta s / \Delta e$ . Ця загальнозживана методика визначення модуля Юнга  $E$  має два недоліки.

В зразку виникає неоднорідний напружений стан у зв'язку зі спотворюючим впливом сил тертя по