УДК 677.055

В.В. Чабан, канд. техн. наук
Б.Ф. Піпа, д-р техн. наук
Київський національний університет технологій та дизайну, м. Київ, Україна

ДИНАМІКА ПУСКУ ОСНОВОВ'ЯЗАЛЬНОЇ МАШИНИ ПРИ ПОПЕРЕДНЬОМУ НАПРУЖЕННІ В'ЯЗЕЙ ПРИВОДА

Представлено результати досліджень динаміки пуску основов'язальної машини при попередньому напруженні в'язей привода. Запропоновано конструкцію привода з засобом попереднього напруження його в'язей, здатну суттєво знизити динамічні навантаження.

Ключові слова: *основов'язальна машина, в'язі привода, конструкція привода.*

Представлены результаты исследований динамики пуска основовязальной машины при предыдущем напряжении вязей привода. Предложена конструкция привода со средством предыдущего напряжения его вязей, способную существенно снизить динамические нагрузки.

Ключевые слова: *основовязальная машина, вязи привода, конструкция привода.*

Постановка проблеми. Зниження динамічних навантажень, що виникають під час пуску основов'язальних машин, є однією з актуальних проблем трикотажного машинобудування [1-3]. Одним із перспективних напрямків її вирішення є удосконалення приводу машини, здатного знизити динамічні навантаження в пружних його в'язях [4; 5]. Оцінка доцільності та ефективності удосконалення конструкції приводу є невід'ємною частиною розробки нових типів основов'язальних машин [3].

Аналіз досліджень і публікацій. Дослідження, виконані проф. С.М. Кожевниковим, О.М. Голубенцевим, Б.Ф. Піпою, В.В. Чабаном та ін. [2, 4-6], показують, що зниження пускових динамічних навантажень у механічних системах з пружними в'язями може бути досягнуто шляхом попереднього (перед пуском) напруження в'язей привода. Проте, незважаючи на накопичений досвід у практиці досліджень по удосконаленню приводів в'язальних машин [6], вирішення проблеми зниження динамічних навантажень у приводі основов'язальних машин все ще залишається актуальною.

Мета статті. Метою роботи є аналіз динаміки пуску основов'язальної машини, оцінка ефективності її пуску при попередньому напруженні пружних в'язей привода та розробка нової конструкції привода, здатної реалізувати такий режим пуску основов'язальної машини.

Виклад основного матеріалу. Аналіз сучасних конструкцій основов'язальних машин [1] показує, що з метою дослідження динамічних процесів, які відбуваються в приводі під час пуску, реальну конструкцію машини доцільно замінити двомасовою динамічною моделлю (рис. 1).

Пуск основов'язальної машини при існуючій конструкції привода [2; 3] відбувається в два етапи. Перший етап пуску характеризується рухом першої маси системи (рис. 1, *б*) і продовжується від 0 до τ_1, поки момент у пружній в'язі C_{12} досягне величини T_2. З цього часу починається другий, остаточний етап пуску (рис. 1, *а*), який характеризується рухом усіх двох мас системи. Він продовжується від τ_1 до $t_п$ ($t_п$ – час пуску машини).

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

$$J_1\ddot{\varphi}_1 + C_{12}\varphi_1 = T_1, \quad (1)$$

де φ_1 – кут повороту ведучої маси.

Розв'язок диференційного рівняння (1) можемо представити у вигляді [5]:

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

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

$$T_{12} = C_{12}\cdot\varphi_1; \quad (3)$$

A,B – постійні диференціювання;

β – циклова частота коливань маси J_1 системи,

$$\beta = \sqrt{\frac{C_{12}}{J_1}}; \tag{4}$$

a_{12} – постійна складова моменту T_{12}, згідно з [5]:

$$a_{12} = T_1 . \tag{5}$$

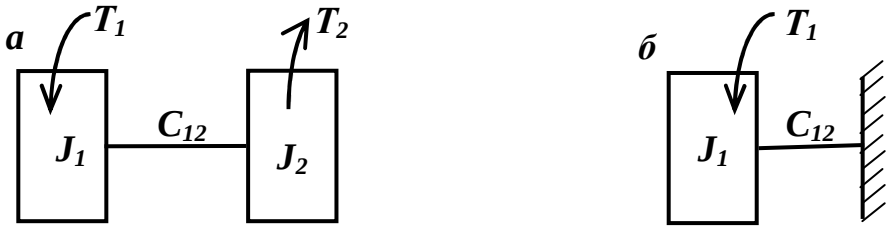

Рис. 1. Динамічна модель приводу основов'язальної машини:

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 шківа-варіатора клинопасової передачі; J_2 – сумарний момент інерції обертальних мас механізмів машини; C_{12} – жорсткість пружних ланок механізмів машини

Враховуючи початкові умови першого етапу пуску системи $T_{(12)0} = 0$; $\dot{T}_{(12)0} = 0$, із (2) знаходимо:

$$A = -T_1; \; B = 0. \tag{6}$$

Підставивши (5), (6) в (2), маємо:

$$T_{12} = T_1(1 - cos\,\beta \cdot t). \tag{7}$$

З рівняння (7) знаходимо тривалість першого етапу пуску системи (початок другого етапу пуску) τ_1, враховуючи, що другий етап пуску розпочинається за умови $T_{12} = T_2$:

$$\tau_1 = \frac{1}{\beta} arccos\left(1 - \frac{T_2}{T_1}\right). \tag{8}$$

Другий етап пуску системи починається при початкових умовах (при $t = 0$):

$$T_{(12)0} = T_2; \quad \dot{T}_{(12)0} = T_1 \beta \cdot sin\,\beta \cdot \tau_1 .$$

Рівняння руху мас системи під час другого етапу пуску мають вигляд [5]:

$$J_1 \ddot{\varphi}_1 = T_1 - T_{12};$$

$$J_2 \ddot{\varphi}_2 = T_{12} - T_2 . \tag{9}$$

Підставивши параметри $\ddot{\varphi}_1, \ddot{\varphi}_2$, знайдені із (9), в рівняння $\ddot{T}_{12} = C_{12}(\ddot{\varphi}_1 - \ddot{\varphi}_2)$, знаходимо:

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

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 [5], таким чином:

$$A_{12} = T_2 - T_1; \; B_{12} = \frac{\dot{T}_{(12)0}}{\beta_1}; \; a = \frac{T_1 J_2 + T_2 J_1}{J_1 + J_2}; \; \beta_1 = \sqrt{\frac{C_{12}(J_1 + J_2)}{2 J_1 J_2}}. \tag{11}$$

Тоді, аналізуючи рівняння (2) та враховуючи рекомендації щодо складання коливань моментів сил пружності однакової частоти [5], доходимо до висновку, що максимальна величина моменту T_{12} буде дорівнювати:

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

де D – сумарна амплітуда коливань моментів сил пружності.

Коефіцієнт динамічних перевантажень пружних в'язей привода знаходиться із умови:

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

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

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

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

Розглянемо особливості режиму пуску основов'язальної машини при попередньому напруженні в'язей 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 відбувається в один етап (у рух приходять усі обертальні маси привода). Початкові умови пуску: $T_{(12)0} = 0{,}95T_2$ (приймаємо з умов забезпечення попереднього напруження в'язей привода); $\dot{T}_{(12)0} = 0$.

Розв'язок диференційного рівняння руху мас системи можемо представити у вигляді, наведеному раніше (2). Тоді, враховуючи початкові умови пуску:

$$T'_{12max} = [A_{12}] + a. \quad (14)$$

Параметрами рівняння (14), враховуючи вищенаведене та рекомендації [5], будуть:

$a = 57{,}2$ Нм; $A_{12} = T_{(12)0} - a = 0{,}95T_2 - a = -9{,}7$ Нм.

Таким чином, при пуску основов'язальної машини Кокетт-2 з попередньо напруженими в'язями привода: $T'_{12max} = 66{,}9$ Нм; $K' = 1{,}34$, що свідчить про суттєве (практично в 2,6 рази) зниження пускових динамічних навантажень у приводі.

З метою реалізації запропонованого режиму пуску основов'язальної машини авторами розроблено нову конструкцію приводу, схема якого представлена на рисунку 2.

Привід основов'язальної машини містить електродвигун 1, головний вал 2 та клинопасову передачу 3, ведучий шків 4 якої встановлений на валу 5 та з'єднаний з електродвигуном 1, а ведений шків 6 встановлено на головному валу 2. Привід також містить електромагнітну дискову фрикційну муфту 7 з початковим моментом, яка містить ведучу напівмуфту 8, встановлену на валу електродвигуна 1 з можливістю осьового переміщення, ведену напівмуфту 9, жорстко з'єднану з ведучим шківом 4 за допомогою вала 5, та циліндричну пружину стиску 10 з гайкою 11 для створення необхідної величини початкового моменту муфти $T_M = (0{,}9...0{,}95)T$. Система керування пуску привода виконана таким чином, що при пуску машини спершу вмикається електродвигун 1, а потім з деякою затримкою в часі вмикається електромагнітна дискова фрикційна муфта 7.

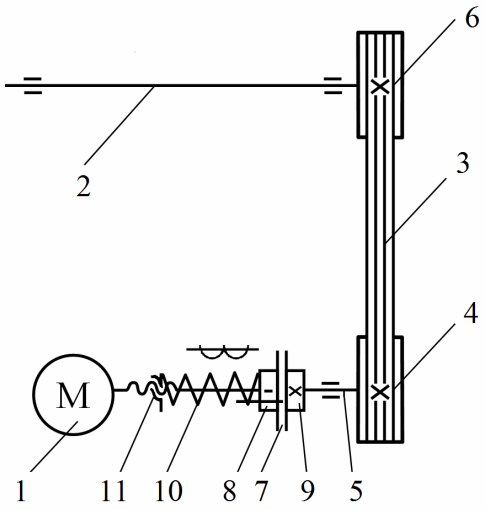

Рис. 2. Кінематична схема привода основов'язальної машини

Принцип роботи привода такий. При вмиканні електродвигуна 1 його крутний момент, обмежений початковим моментом електромагнітної дискової фрикційної муфти 7, що його створює сила циліндричної пружини стиску 10 шляхом притиску ведучої напівмуфти 8 до веденої напівмуфти 9, здійснює попереднє напруження пружних в'язей привода та вибір зазорів передач привода. Оскільки величина початкового моменту електромагнітної дискової фрикційної муфти 7 не перевищує величини сумарного моменту сил опору механізмів основов'язальної машини механізми машини не приходять у рух (обертальний рух електродвигуна 1 не передається головному валу 2). Подальше вмикання електромагнітної дискової фрикційної муфти 7 збільшує величину її крутного моменту, що забезпечує можливість передачі обертального руху від електродвигуна 1 до головного вала 2 та механізмів машини (на рис. 2 не показані), що необхідно для роботи основов'язальної машини – в'язання трикотажного полотна. Наявність початкового моменту електромагнітної дискової фрикційної муфти 7 забезпечує попереднє (перед остаточним пуском машини) напруження пружних в'язей привода, що знижує пускові динамічні навантаження в приводі і, таким чином, призводить до підвищення надійності та довговічності роботи привода.

Величина початкового моменту електромагнітної дискової фрикційної муфти регулюється шляхом регулювання сили циліндричної пружини стиску 10, що досягається за допомогою гайки 11, нагвинченої на вал електродвигуна 1.

Висновки. Отримані результати свідчать про доцільність та ефективність використання запропонованої конструкції привода основов'язальної машини, здатного здійснювати пуск машини при попередньому напруженні в'язей привода.

Використання запропонованої конструкції привода дозволяє:

- розширити асортимент приводів основов'язальних машин;
- підвищити довговічність роботи привода й основов'язальної машини в цілому за рахунок зниження динамічних навантажень (практично в 2,6 рази), що виникають під час пуску машини;
- підвищити продуктивність основов'язальної машини за рахунок підвищення довговічності роботи привода.

Список використаних джерел

1. Чабан В. В. Динаміка основов'язальних машин / В. В. Чабан, Л. А. Бакан, Б. Ф. Піпа. – К.: КНУТД, 2012. – 287 с.

2. Сердюк В. П. Расчет приводов машин легкой промышленности / В. П. Сердюк. – К.: Техніка, 1978. – 232 с.

3. Гарбарук В. Н. Проектирование трикотажных машин / В. Н. Гарбарук. – Л.: Машиностроение, 1980. – 472 с.

4. Голубенцев А. Н. Динамика переходных процессов в машинах со многими массами / А. Н. Голубенцев. – М.: Машгиз, 1959. – 306 с.

5. Кожевников С. Н. Динамика машин с упругими звеньями / С. Н. Кожевников. – К.: Изд-во АН УССР, 1961. – 190 с.

6. Піпа Б. Ф. Динаміка круглов'язальних машин / Б. Ф. Піпа, О. М. Хомяк, Г. І. Павленко. – К.: КНУТД, 2005. – 294 с.

УДК 621.787

В.І. Гурей, аспірант
Тернопільський національний технічний університет ім. І. Пулюя, м. Тернопіль, Україна

МОДЕЛЮВАННЯ ДИНАМІЧНИХ ПРОЦЕСІВ ФРИКЦІЙНОГО ЗМІЦНЕННЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

Розроблено комп'ютерну програму в середовищі MatLAB для обчислення динамічних параметрів процесу фрикційного зміцнення плоских поверхонь деталей машин з застосуванням пристроїв зі змінною жорсткістю.

Ключові слова: *моделювання, динамічні процеси, фрикційне зміцнення.*

Разработана компьютерная программа в среде MathLAB для вычисления динамических параметров процесса фрикционного упрочнения плоских поверхностей деталей машин с применением приспособлений с изменяемой жесткостью.

Ключевые слова: *моделирование, динамические процессы, фрикционное упрочнение.*

A computer program is developed in MathLAB to calculate the dynamic parameters of the process of the frictional hardening of planar surfaces of machine parts using devices with variable stiffness.

Key words: *simulation, dynamic processes, friction hardening.*

Постановка проблеми. Експлуатаційні характеристики деталей машин та механізмів залежать не стільки від якості металу всього перерізу, скільки від фізико-хімічних властивостей та стану поверхні виробів, які формуються на кінцевих стадіях виготовлення деталей. Обумовлено це тим, що в поверхневих шарах при різних схемах навантаження виникають найбільші напруження. При дії циклічних навантажень наявні концентратори сприяють розвитку втомних процесів у поверхневому шарі матеріалу. При виготовленні деталей машин необхідно забезпечити оптимальні показники якості поверхні, зокрема шорсткість, макро- і мікроструктуру матеріалу, твердість, величину і знак залишкових напружень.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. На сьогодні застосовуються методи поверхневої обробки та зміцнення з використанням висококонцентрованих джерел енергії. При цих методах на відносно невеликі об'єми поверхневого шару металу діють з великими швидкостями концентровані потоки енергії високої інтенсивності та з наступним його швидким охолодженням. Фрикційна обробка належить до таких методів поверхневого зміцнення. За своєю природою вона аналогічна до процесу шліфування. Висококонцентрований потік енергії утворюється при високошвидкісному (60-80 м/с) терті металевого інструмента-диска по оброблюваній деталі в зоні їх контакту. У зону обробки подається у технологічне середовище [1]. При такій обробці у поверхневому шарі деталей проходить інтенсивне зсувне деформування металу і відбуваються структурні та фазові перетворення з утворенням зміцнених (білих) шарів, які мають специфічні фізико-механічні, електрохімічні, корозійні й експлуатаційні характеристики [2].

Дослідження процесу фрикційного зміцнення проводились, в основному, стосовно формування поверхневого шару металу, вплив його на довговічність деталей. На фор-