УДК 677.055

Г.М. ДРАПАК
Хмельницький національний університет

ЗНИЖЕННЯ ДИНАМІЧНИХ НАВАНТАЖЕНЬ МАШИН

Ефективність роботи машин, зокрема машин і апаратів легкої промисловості, суттєво залежить від динамічних навантажень, зумовлених їх пуском. З метою зниження пускових динамічних навантажень машин, як показує аналіз, найбільш доцільним є зниження пускового моменту електродвигуна. Реалізацією цього рішення є використання в складі привода машини або апарата відцентрової фрикційної муфти. При цьому, оскільки ряд машин легкої промисловості, зокрема в'язальні, працюють в двошвидкісному режимі, доцільно використовувати в їх приводі відцентрову фрикційну муфту з постійним моментом. Для розробки таких муфт необхідно мати інженерний метод оцінки ефективності їх використання для зниження пускових динамічних навантажень та вибору раціональних параметрів відцентрової фрикційної муфти з постійним моментом. Встановлено, що використання в приводі машин і апаратів легкої промисловості відцентрової фрикційної муфти дозволяє знизити динамічні навантаження, що виникають під час пуску, в 2,73 разу. Результати досліджень можуть бути використані в ході розробки нових моделей машин і апаратів легкої промисловості.

Ключові слова: машини і апарати легкої промисловості, привід машин, динамічні навантаження машин, відцентрова фрикційна муфта постійного моменту.

G.M. DRAPAK
Khmelnytsky National University

REDUCTION DYNAMIC LOADING MACHINES

The efficiency of vehicles, including cars and light industrial vehicles essentially depends on the dynamic loads due to their launch. To reduce the dynamic loads launch vehicles, analysis shows that the most expedient is to reduce the starting torque of the motor. Implementation of this solution is the use in machines or apparatus drive centrifugal friction clutches. However, since a number of light industrial machinery, including knitting, working in two-speed mode should be used in their drive centrifugal friction coupling constant moment. To develop these joints should have an engineering method for assessing the effectiveness of their use to reduce launch loads and dynamic choice of rational parameters of centrifugal friction coupling constant moment. It was established that the use of machines and devices drive light industrial centrifugal friction clutches can reduce the dynamic loads that occur during start-up in 2,73 times. The research results can be used to develop new models of cars and light industrial vehicles.

Keywords: cars and light industrial vehicles, drive cars, dynamic loading machines, centrifugal friction coupling constant moment.

Перспективним напрямком підвищення ефективності роботи машин, є зниження динамічних навантажень, що виникають під час пуску. Дослідження [1, 2] показують, що динамічні навантаження суттєво впливають як на довговічність роботи механічних систем, так і на якість продукції, що випускається [3]. Тому проблема зниження динамічних навантажень машин є однією із актуальних проблем легкого машинобудування. Для розв'язання цієї проблеми важливим є аналіз впливу параметрів машин і апаратів на динамічні навантаження, що виникають під час пуску, та розробка конструкцій пристроїв для їх зниження.

Об'єкт та методи дослідження

Об'єктом досліджень обрано динамічні навантаження машин і апаратів легкої промисловості, що виникають під час пуску, та методи їх зниження. При вирішенні поставлених задач були використані сучасні методи теорії динаміки механічних систем з пружними в'язями та теорії проектування машин і апаратів легкої промисловості.

Постановка завдання

Враховуючи актуальність питання підвищення ефективності роботи машин і апаратів легкої промисловості (підвищення продуктивності та якості виробів), стаття присвячена аналізу динаміки машин – динамічних навантажень, що виникають в приводі під час пуску, та аналізу ефективності використання відцентрових фрикційних муфт для їх зниження.

Результати та їх обговорення

З метою оцінки величини динамічних навантажень, що виникають від час пуску машин, їх реальну конструкцію, як показують дослідження [1, 2], доцільно замінити двомасовою динамічною моделлю з параметрами: T_1 – пусковий момент електродвигуна; T_2 – статичний момент привода; J_1 – момент інерції ротора електродвигуна з урахуванням моменту інерції муфти [4]; J_2 – сумарний момент інерції обертальних мас механізмів машини; C_{12} – жорсткість в'язі, що з'єднує електродвигун з механізмами машини.

При виборі параметрів динамічної моделі машини слід враховувати рекомендації монографії [2], присвячені дослідженням динамічних процесів в механічних системах з пружними в'язями. При цьому реальні параметри машини слід приводити до одного із валів привода, зазвичай до валу електродвигуна.

Як відомо [1, 2, 5] пуск двомасової механічної системи відбувається в два етапи. Перший етап пуску характеризується рухом першої маси системи, який продовжується від 0 до τ_1, поки момент в пружній в'язі C_{12} не досягне величини T_2. При цьому починається другий, остаточний етап пуску, який характеризується рухом обох мас системи і продовжується від τ_1 до часу пуску машини t_n.

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

$$J_1\ddot{\phi}_1 + C_{12}\phi_1 = T_1, \tag{1}$$

де φ_1 – кут повороту ведучої маси.

Розв'язок диференційного рівняння (1) можемо представити у вигляді [2]:

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

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

$$T_{12} = C_{12}\phi_1; \tag{3}$$

A, B – постійні диференціювання;

β – циклова частота коливань маси J_1 системи:

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

a_{12} – постійна складова моменту T_{12}, згідно з [2]:

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

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

$$A_{12} = -T_1;\quad B_{12} = 0. \tag{6}$$

Підставивши (5), (6) в (2), маємо:

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

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

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

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

$$T_{(12)0} = T_2;\ \dot{T}_{(12)0} = T_1\beta\cdot\sin\beta\cdot\tau_1. \tag{9}$$

Рівняння руху мас системи під час другого етапу пуску мають вид [2]:

$$J_1\ddot{\phi}_1 = T - T_{12};\ J_2\ddot{\phi}_2 = T_{12} - T_2. \tag{10}$$

Підставивши $\ddot{\varphi}_1, \ddot{\varphi}_2$, знайдені із (10), в рівняння $\ddot{T}_{12} = C_{12}\left(\ddot{\phi}_1 - \ddot{\phi}_2\right),$ знаходимо:

$$\ddot{T}_{12} = \frac{C_{12}}{J_2}\left[T_1\frac{J_2}{J_1} + T_2 - \left(1 + \frac{J_2}{J_1}\right)T_{12}\right]. \tag{11}$$

Розв'язок диференційного рівняння (11) можемо представити у вигляді, наведеному раніше. Для другого етапу пуску машини параметри рівняння (2) знаходяться, враховуючи початкові умови та рекомендації [2], наступним чином:

$$A_{12} = T_2 - \mathrm{T}_1;\ B_{12} = \frac{\dot{T}_{(12)0}}{\beta_1};\ a = \frac{T_1J_2 + T_2J_1}{J_1 + J_2};\ \beta_1 = \sqrt{\frac{C_{12}\left(J_1 + J_2\right)}{2J_1J_2}}. \tag{12}$$

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

$$T_{12\max} = \mathrm{D} + a = \sqrt{A_{12}^2 + B_{12}^2} + a, \tag{13}$$

де D – сумарна амплітуда коливань моментів сил пружності.

Підставивши одержані результати (12) в рівняння (13), знаходимо:

$$T_{12\max} = \sqrt{\left(T_2 - T_1\right)^2 + \left[\frac{T_1\sqrt{\frac{C_{12}}{J_1}}\sin\left\{\sqrt{\frac{C_{12}}{J_1}}\cdot\sqrt{\frac{J_1}{C_{12}}}\arccos\left(1 - \frac{T_2}{T_1}\right)\right\}}{\sqrt{\frac{C_{12}\left(J_1 + J_2\right)}{J_1J_2}}}\right]^2} + \frac{J_2T_1 + J_1T_2}{J_1 + J_2}. \tag{14}$$

Після перетворень вираз (14) остаточно приймає вигляд:

$$T_{12\max} = \sqrt{\left(T_2 - T_1\right)^2 + \frac{T_1^2J_2\sin^2\left[\arccos\left(1 - \frac{T_2}{T_1}\right)\right]}{J_1 + J_2}} + \frac{J_2T_1 + J_1T_2}{J_1 + J_2}. \tag{15}$$

Як показує аналіз залежності (15), найбільш доцільним для зниження динамічних навантажень, що

виникають під час пуску, є зниження пускового моменту електродвигуна T_1. Так, наприклад, для в'язальної машини КО-2 з параметрами [5]: $T_1 = 48,6$ Нм; $T_2 = 22,1$ Нм; $J_1 = 0,023$ кгм^2; $J_2 = 0,062$ кгм^2; $C_{12} = 1940$ Нм/рад при максимально можливій величині пускового моменту електродвигуна $T_1 = 48,6$ Нм згідно з (15) $T_{12\max} = 80,5$ Нм; при можливому зниженні пускового моменту до $T_1' = 1,1T_2 = 1,1 \cdot 22,1 = 24,31$ Нм максимальне динамічне навантаження приводу машини становить всього $T'_{12\max} = 29,5$ Нм.

Таким чином існує можливість знизити динамічні навантаження машини КО-2 в $n = \frac{T_{12\max}}{T'_{12\max}} = \frac{80,5}{29,5} = 2,73$ разу.

З метою реалізації зниження динамічних навантажень, що виникають під час пуску машини, пропонується обладнати її привід фрикційною муфтою [5]. При цьому, оскільки ряд машин легкої промисловості, зокрема в'язальні, працюють в двошвидкісному режимі, доцільно використовувати в їх приводі відцентрову фрикційну муфту постійного моменту. На рис. 1 представлена схема привода рукавичного автомата, як приклад, з відцентровою фрикційною муфтою постійного моменту.

Обладнання привода в'язальної машини або автомата відцентровою фрикційною муфтою постійного моменту, встановленою в ведучий шків, дозволяє здійснювати пуск при обмеженому пусковому моменту електродвигуна при обох швидкісних режимах його роботи, що призводить до зниження динамічних навантажень в механічній системі і, як наслідок, до підвищення надійності та довговічності роботи привода і рукавичного автомата в цілому.

Привід містить електродвигун 1, відцентрову фрикційну муфту постійного моменту 2, встановлену на валу електродвигуна та вмонтовану в ведучий шків 3 клинопасової передачі 4, що кінематично з'єднує електродвигун з механізмами рукавичного автомата.

Відцентрова муфта містить хрестовину 5, жорстко закріплену на валу електродвигуна 1, колодки 6, встановлені в хрестовині 5 з можливістю радіального переміщення, штифти 7, жорстко закріплені в кришці 8 відцентрової фрикційної муфти 2, що обмежують радіальне переміщення колодок 6. Кожна з колодок 6 має рухому накладку 9, що утворює поверхню тертя з ведучим шківом 3. Накладка 9 з'єднана з колодкою 6 рухомо за допомогою відгинів 10, розміщених в пазах 11 колодки 6. Між накладкою 9 та колодкою 6 встановлено по дві пружини стиску 12.

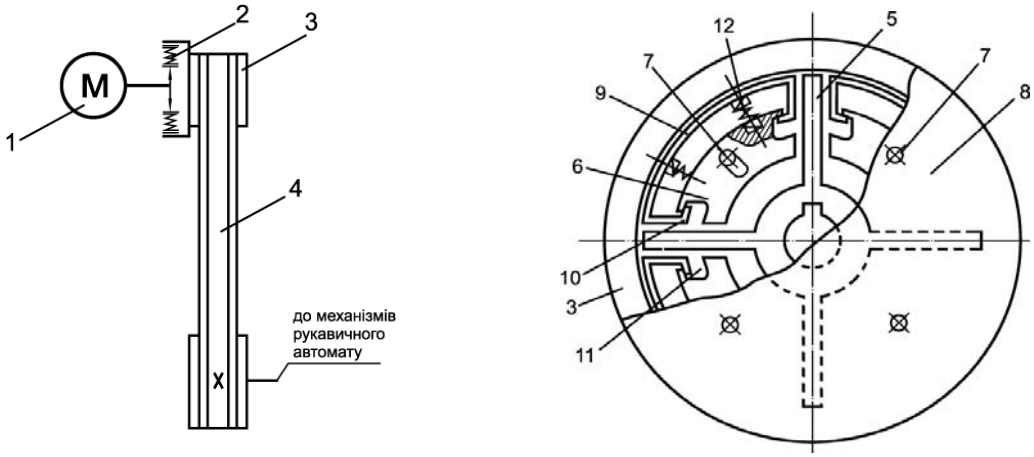

Рис. 1. Схема привода рукавичного автомата з відцентровою муфтою постійного моменту

Принцип роботи привода полягає в наступному. При вмиканні електродвигуна 1 на малу швидкість хрестовина 5 починає обертатися. Відцентрові сили, що виникають при цьому, змушують кожну з колодок 6 переміститися в радіальному напрямі до упора її у штифт 7. Переміщення колодки 6 зумовлює стискання пружин 12. Сила пружності пружин 12, що виникає при цьому, притискує накладку 9 до ведучого шківа 3. Сила тертя, зумовлена притисканням накладок 9 до ведучого шківа 3, утворює момент тертя, необхідний для передачі обертального руху електродвигуна 1 за допомогою клинопасової передачі 4 механізмам рукавичного автомата. При перемиканні електродвигуна на більшу швидкість величина відцентрової сили кожної з колодок 6 збільшується. Однак оскільки радіальне переміщення колодок 6 обмежено штифтами 7, вони зі збільшенням швидкості електродвигуна залишаються нерухомими. Як і в режимі малої швидкості, момент сил тертя відцентрової фрикційної муфти, що утворюється силами тертя в зоні притискання накладок 9 до ведучого шківа 3, залежить лише від зусилля пружин, яке, оскільки величина їх стискання залишається постійною, залишається також постійним. Таким чином, незважаючи на зміни швидкості електродвигуна, відцентрова муфта забезпечує сталість моменту, що передається механізмам рукавичного автомата, незалежно від зміни швидкості електродвигуна. Пуск автомата відбувається при обмеженому

пусковому моменту електродвигуна (моменту відцентрової фрикційної муфти) при обох швидкісних режимах його роботи, що призводить до зниження динамічних навантажень в приводі.

Висновки

Аналізуючи результати досліджень, можемо зробити наступні висновки:

- запропонований метод динамічного аналізу привода машин, зокрема машин і апаратів легкої промисловості, дозволяє оперативно вирішувати питання знаходження динамічних навантажень, що виникають в приводі під час пуску;
- з метою зниження пускових динамічних навантажень машин, як показує аналіз, найбільш доцільним є зниження пускового моменту електродвигуна;
- зниження пускового моменту електродвигуна може бути досягнуто шляхом використання в складі привода машини відцентрової фрикційної муфти;
- встановлено, що використання в приводі в'язальних машин типу КО відцентрової фрикційної муфти дозволяє знизити динамічні навантаження, що виникають під час пуску, в 2,73 разу.

Література

1. Голубенцев А.Н. Динамика переходных процессов в машинах со многими массами / Голубенцев А.Н. – М. : Машгиз, 1959. – 306 с.
2. Кожевников С.Н. Динамика нестационарных процессов в машинах / Кожевников С.Н. – К. : Наукова думка, 1986. – 288 с.
3. Хомяк О.Н., Пипа Б.Ф. Повышение эффективности работы вязальных машин / О.Н. Хомяк, Б.Ф. Пипа. – М. : Легпромбытиздат, 1990. – 208 с.
4. Поляков В.С. Справочник по муфтам / Поляков В.С., Барабаш И.Д., Ряховский О.А. – 2-е изд. – Л. : Машиностроение, 1979. – 351 с.
5. Піпа Б.Ф. Приводи в'язальних машин і автоматів з пристроями зниження динамічних навантажень / Піпа Б.Ф., Чабан О.В., Музичишин С.В. – К. : КНУТД, 2015. – 280 с.

Рецензія/Peer review : 11.11.2015 р. Надрукована/Printed :4.12.2015 р.
Рецензент: д.т.н., проф. Сорокатий Р.В.

УДК 681.5.015.63:539.4.019:621.319.4

А.В. ГОРОШКО
Хмельницький національний університет

ЗАСТОСУВАННЯ МЕТОДУ ГОЛОВНИХ КОМПОНЕНТ ДЛЯ УСІЧЕНОЇ ОЦІНКИ НАЙМЕНШИХ КВАДРАТІВ ПІД ЧАС РОЗВ'ЯЗАННЯ ОБЕРНЕНОЇ ЗАДАЧІ ІДЕНТИФІКАЦІЇ ЕКСЦЕНТРИСИТЕТІВ РОТОРА

Показана актуальність проблеми ідентифікації ексцентриситетів для ротора авіадвигуна. Запропоновано використання методу головних компонент для усіченої оцінки найменших квадратів в розв'язанні некоректно поставленої оберненої задачі ідентифікації ексцентриситетів за експериментально визначеними прогинами ротора і статичними коефіцієнтами впливу. Продемонстрована ефективність методу усічених оцінок в задачі визначення ексцентриситетів ротора компресора авіадвигуна АИ-20 для п'ятимасової моделі в порівнянні з методом найменших квадратів.

Ключові слова: метод головних компонент,усічена оцінка, авіадвигун АИ-20, ексцентриситети, обернена задача, метод найменших квадратів

ANDRII VOLODYMYROVYCH GOROSHKO
Khmelnytsky National University

APPLICATION OF PRINCIPAL COMPONENT FOR TRUNCATED EVALUATION LEAST SQUARES TO SOLVE THE INVERSE PROBLEM IDENTIFICATION ROTOR ECCENTRICITY

Abstract - Shown relevance of identifying eccentricities for rotor aircraft engine. The use of the method of principal component truncated least squares estimation in solving ill-posed inverse problem for identification eccentricities experimentally determined deflections of the rotor and static factors of influence. The effectiveness of the method of truncated ratings the problem of determining eccentricities compressor rotor aircraft engine AI-20 for 5-mass model compared with the method of least squares.

Keywords: principal components method, truncated assessment, aircraft engine AI-20, eccentricities, inverse problem, method of least squares.

Вступ

Газотурбінні двигуни (ГТД) є відповідальними конструкціями, що застосовуються в авіації (рис. 1). Досвід їх проектування, виробництва і експлуатації виявив цілу низку проблем міцності і надійності цих конструкцій, зокрема перевищення ротором допустимих за ТУ вібрацій.

Ротор компресора газотурбінного двигуна (ГТД) АИ-20 дисково-барабанного типу містить десять