

МОДЕЛЬ ВИЗНАЧЕННЯ ПЕРЕМІЩЕНЬ ВІД ВТОМНІСНОГО ЗНОСУ В КІНЕМАТИЧНИХ ПАРАХ МЕХАНІЧНОЇ ЧАСТИНИ ЕЛЕКТРОПРИВОДУ

Цибух А. В., Скрипка Л. С.

Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка

В статті розглянуто знос елементів механічної частини електроприводу транспортерів, як фактору втрати надійності системи.

Постановка проблеми. Визначення надійності механічних систем сучасних конструкцій електроприводів потребує одночасного розгляду роботи усіх ланок, урахування впливів зовнішніх і внутрішніх факторів, з використанням аналітичного методу прогнозування зносу в кінематичних парах і формуванням на цій основі аналітичного апарату оцінки надійності цих систем.

Основні матеріали дослідження. В основу прогнозування зносу в кінематичних парах покладемо гіпотезу фрикційної утомленості, вважаючи, що: має місце постійність фрикційних характеристик з'єднань, за умови стабільного зовнішнього середовища (стаціонарний режим); номінальний тиск і швидкість ковзання рівномірно розподілені по поверхні тертя; в зоні контакту не виникає температурних змін і має місце рівномірне температурне поле; на поверхні тертя відсутні задирки і явища кавітації; кінематичні пари знаходяться поза агресивного середовища.

За втомленого зносу взаємодія тіла, яке стирається і контртіла в кінематичній парі носить дискретний характер [1], дотикання окремих ділянок в сумі утворює фактичну площу контакту. При цьому шорсткі поверхні поринають одна в іншу і руйнуються під впливом нормального навантаження. На фактичній площі контакту виникають деформації і відповідні напруження. В залежності від поширення зносу, фрикційні сполуки прийнято поділяти на [2]: сполуки, в яких розглядається знос обидвох ланок; сполуки, де досліджується знос тільки однієї ланки.

Оскільки нами аналізується знос в кінематичних парах механічної частини електроприводу, в подальшому будемо розглядати знос в сполуках першої категорії. Розглядаючи втомлений знос, будемо дотримуватись методу жорсткого зносу [3], [4], вважаючи, що в будь який момент протікання зносу в кінематичній парі контакт поверхонь тертя не порушується.

Як відомо, для розрахунку зносу з'єднань першої категорії застосовується і метод м'якого зносу [5], [6]. Вважаємо, що його використання не раціонально, завдяки необхідності розв'язку контактної задачі теорії пружності зі змінними за часом початковими умовами. Побудова репрезентативної оцінки надійності механічної частини електроприводу передбачає формування відповідної математичної моделі зносу в кінематичних парах. Практика експлуатації сучасних конструкцій електроприводів доводить, що кінематичні пари їх механічних частин не витримують надвисоких динамічних навантажень і суттєвих теплових впливів, і схильні до втомленого зносу. Математичну модель втомленого зносу, як результату циклічної деформації поверхонь тертя, утворюючих кінематичні пари механічної частини, будемо будувати для електроприводів з спірално-гвинтовими транспортерами.

Величина зносу нами буде визначатись в напрямку осевої рушійної сили спіралного гвинта. Визначимо цей напрям одиничним вектором \vec{l} . Пов'яжемо вектор \vec{l} з системою координат (будемо вважати її абсолютною $\vec{l} = \{1,0,0\}$), в яку будемо вести перерахунок усіх векторів, спрямувавши вісь Ox вздовж вектору \vec{l} . Позначимо через $\vec{\delta}_k(T, q_i)$ вектор накопиченого за час T зносу в k -ій кінематичній парі, виражений в абсолютній системі координат. Цей вектор представимо також функцією від узагальнених координат \vec{q}_i в відносній системі координат, пов'язаній з k -ою кінематичною парою. Для оберտальній кінематичній парі виділимо площину, через яку проходять вектори кутової швидкості $\vec{\omega}$ і \vec{l} позначивши через $\vec{\delta}_k^\pm(T, q_i)$ знос в k -ій кінематичній парі у напрямку нормалі \vec{n} до поверхні валу, розташованій у вказаній площині.

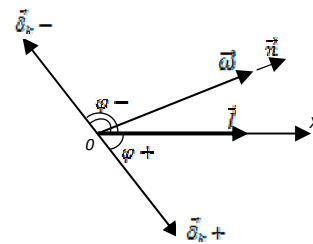


Рисунок 1 – Схема зносу в оберտальній кінематичній парі

Вектор $\vec{\delta}_k^+(T, q_i)$ утворює гострий кут φ^+ з вектором \vec{l} , а вектор $\vec{\delta}_k^-(T, q_i)$ - тупий кут; $\varphi^- = \pi - \varphi^+$.

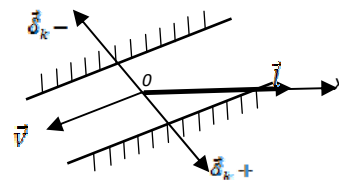


Рисунок 2 – Схема зносу в поступальній кінематичній парі

Для поступальній кінематичній парі через $\vec{\delta}_k^+(T, q_i)$ позначимо вектор зносу однієї з поверхонь, яка утворює гострий кут з вектором, \vec{l} а через $\vec{\delta}_k^-(T, q_i)$ - вектор зносу другої поверхні, утворюючої тупий кут з вектором \vec{l} . Здійснимо перетворення

векторів δ_k^\pm , виражених в k -ій системі координат, в деяку "абсолютну" систему, пов'язану зі стійкою. Осі даної системи узгодимо з напрямом одиночного вектору \vec{l} . Осі координат узгоджуємо з напрямком одиночного вектору \vec{l} . Нумерацію відносних систем і кінематичних пар, з якими ці системи пов'язані, будемо вести послідовно від абсолютної системи.

Введемо розширений вектор положення:

$$\vec{q}^i = \left\| \vec{q}_1^{i*} \right\|, \text{ де } \vec{q}^{i*} = \begin{bmatrix} x^i \\ y^i \\ z^i \end{bmatrix} - \text{вектор положення в}$$

кожній відносній системі координат.

Нехай i -а система координат отримана з $(i-1)$ -ої обертанням навколо початку координат, а потім зсувом початку координат на вектор: $\vec{\beta}_i = \left\| \beta_1^i, \beta_2^i, \beta_3^i \right\|$

Обертання може бути повністю описано матрицею обертання

$$P_k = \left\| \alpha_{ij}^k \right\|_k^3, \quad j = 1$$

$$\text{де } \alpha_{ij}^i = (\vec{e}_i^i \cdot \vec{e}_j^i - 1) = \cos(\vec{e}_i^i \cdot \vec{e}_j^i - 1).$$

Зв'язок між розширеними векторами положень в i -ій та $(i-1)$ -ій системах координат може бути представлений у вигляді $\vec{q}^i = A_i \vec{q}^{i-1}$, де A_i - блочна матриця:

$$A_i = \begin{bmatrix} P_i & B_i^T \\ 0 & 1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \alpha_{11}^i & \alpha_{12}^i & \alpha_{13}^i & \beta_1^i \\ \alpha_{21}^i & \alpha_{22}^i & \alpha_{23}^i & \beta_2^i \\ \alpha_{31}^i & \alpha_{32}^i & \alpha_{33}^i & \beta_3^i \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

Зворотній зв'язок також має місце: $\vec{r}^{i-1} = A_i^{-1} \vec{r}_i$. Отже, вектор зносу в k -ій кінематичній парі, виражений в i -ій системі координат:

$$\vec{\delta}_k^i = \vec{r}_1^i - \vec{r}_2^i = \left\| \delta_{1k}^{i-1}, \delta_{2k}^i, \delta_{3k}^i, 0 \right\|^T \text{ може бути перерахованим у } (i-1) \text{-у систему координат згідно залежності}$$

$$\vec{\delta}_k^{i-1} = A_i^{-1} \vec{\delta}_k^i \text{ а потім послідовно в абсолютну систему координат } \vec{\delta}_k = A_1^{-1} \cdot A_2^{-1} \cdot \dots \cdot A_i^{-1} \vec{\delta}_k^{i-1}. \text{ Позначаємо}$$

$$T_i = A_1^{-1} \cdot A_2^{-1} \cdot \dots \cdot A_i^{-1}, \text{ отримуємо: } \vec{\delta}_k = T_i \vec{\delta}_k^{i-1}. \text{ Переміщення в кінематичному ланцюгу механічної частини електропривода, обумовленні зносом в кожній кінематичній парі } X_{U_k}^\pm \text{ позначимо «+» в випадку коли вони}$$

співпадають з напрямом \vec{l} , і «-» коли вони мають протилежний напрямок. Виходячи зі спеціального вибору розташування абсолютної системи координат, елементарні переміщення в k -ій кінематичній парі $X_{U_k}^\pm$ співпадають з першою координатою векторів $\vec{\delta}_k^\pm(T, q_i)$. Тоді: $X_{U_k}^\pm = Pr_l \vec{\delta}_k^\pm = Pr_{o_x} \vec{\delta}_k^\pm$; де $Pr_l \vec{\delta}_k^\pm$ - проекція вектору $\vec{\delta}_k^\pm$ на вісь \vec{l} ; $Pr_{o_x} \vec{\delta}_k^\pm$ - проекція вектору $\vec{\delta}_k^\pm$ на вісь \vec{X} . Сумарні переміщення в кінематичному ланцюгу можливо представити сумою елементарних переміщень $X_\Sigma^\pm = \sum X_{U_k}^\pm$. Будемо вважати,

що X_Σ^\pm є максимально можливим переміщенням, спричинене втомленим зносом в кінематичних парах, виходячи з відсутності врахування можливої взаємної часткової компенсації переміщень в кінематичному ланцюгу.

Висновки. Представлена модель дозволяє: дати репрезентативну оцінку точності положення вихідної ланки механічної частини ЕП; залучити висновки з контактної задачі теорії пружності для визначення номінального тиску в зоні контакту ланок; запровадити лінійну інтегральну інтенсивність зношування для оцінки величини зносу в кінематичному ланцюгу.

Список використаних джерел

1. Крагельский И. В., Добычин М. Н., Комбалов В. С. Основы расчетов на трение и износ / И. В. Крагельский, М. Н. Добычин, В. С. Комбалов – М.: Машиностроение, 1977. – 525 с.

2. Фролов К. В., Крагельский И. В., Кубарев А. И. Методика расчетной оценки износостойкости поверхностей трения машин / К. В. Фролов, И. В. Крагельский, А. И. Кубарев – М.: Изд-во стандартов, 1979. - 100 с.

3. Проников А. С. Износ и долговечность станков / А. С. Проников. – М.: Машгиз, 1957. – 275 с.

4. Данов Г. И. Влияние износа и контактной эластичности на распределение давлений в дисковом контакте // Контактное взаимодействие твердых тел и расчет сил трения и износа / Г. И. Данов. – М.: Наука, 1971. – 78 с.

5. Непомнящий Е. Ф. Основные положения и краткая методика приближенного расчета поверхностей трения на износ при проскальзывании / Е. Ф. Непомнящий. – М.: 1966. – 224 с.

6. Коровчинский М. В. Локальный контакт упругих тел при изнашивании их поверхностей // Контактное взаимодействие твердых тел и расчет сил трения и износа / М. В. Коровчинский. – М.: Наука, 1971. – 65 с.

Анотация

МОДЕЛЬ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ПЕРЕМЕЩЕНИЙ ОТ УСТАЛОСТНОГО ИЗНОСА В КИНЕМАТИЧЕСКИХ ПАРАХ МЕХАНИЧЕСКОЙ ЧАСТИ ЭЛЕКТРОПРИВОДА

Цыбух А. В., Скрипка Л. С.

В статье рассмотрен износ элементов механической части электропривода транспортеров, как фактора потери надежности.

Abstract

MODEL OF DETERMINATION OF MOVING FROM TIRELESS WEAR IN KINEMATICS PAIRS OF MECHANICAL PART OF ELECTROMECHANIC

A. Tsybukh, L. Skrypka

The article deals with the wear of the mechanical part of elements of electric transporters, as a factor in the loss of system reliability.