

## **ВПЛИВ ДИСИПАТИВНИХ СИЛ НА НЕРІВНОМІРНІСТЬ КРУТНОГО МОМЕНТУ В КАРДАННІЙ ПЕРЕДАЧІ З ПОДВІЙНИМ ШАРНІРОМ ГУКА**

**Коряк Олександр Олексійович**, канд. техн. наук, доцент кафедри деталей машин і ТММ, Харківський національний автомобільно-дорожній університет,  
e-mail: alexanderalexkor@gmail.com, ORCID: 0000-0001-9119-0660

### **Вступ**

Головним недоліком одинарного шарніра Гука є мінливість кутової швидкості вихідної ланки при обертанні вхідної ланки з постійною кутовою швидкістю у випадку, коли міжосьовий кут передачі  $\alpha \neq 0$ . Тому в відповідальних механізмах застосовують подвійний шарнір Гука, який дозволяє усунути вказаний недолік.

### **Актуальність, мета і задачі дослідження**

Основні енергетичні втрати в карданних передачах складаються із втрат на подолання роботи сил тертя в їх кінематичних парах, а також втрат, обумовлених аеродинамічним опором середовища. Дисипація механічної енергії відбувається також внаслідок того, що частина роботи зовнішніх сил, які викликають деформації не абсолютно пружних ланок передач, через внутрішнє тертя в матеріалі перетворюється на внутрішню енергію. В працях, присвячених дослідженню карданних передач, відзначається, що найбільш суттєвими силами шкідливого опору є сили тертя в кінематичних парах.

Відомо, що в карданному механізмі потужність сил тертя в рухомих з'єднаннях хрестовин періодично змінюється. Тому, навіть при використанні подвійного шарніру Гука і забезпеченні рівності кутових швидкостей вхідного і вихідного валів, вихідний крутний момент по відношенню до крутного моменту на вхідному валу набуде періодичної зміни. Як показав аналіз літературних джерел, даному питанню приділено недостатньо уваги.

Метою даної роботи є оцінка нерівномірності вихідного крутного моменту в карданній передачі з подвійним шарніром Гука, яка викликана силами тертя в кінематичних парах. Для досягнення поставленої мети необхідно розв'язати наступні задачі.

1. Отримати розрахункову залежність для оцінки нерівномірності крутного моменту на вихідному валу карданної передачі з подвійним шарніром Гука.

2. Оцінити вплив міжосьового кута передачі на нерівномірність вихідного крутного моменту.

**Оцінка нерівномірності крутного моменту в карданній передачі з подвійним шарніром Гука**

На рис. 1 представлена схема карданної передачі з подвійним шарніром Гука. Передача складається з вхідного валу 1, проміжного валу 3, вихідного

валу 5, а також хрестовин 2 і 4. Кути між осями вхідного і проміжного валів, а також між осями проміжного і вихідного валів позначені через  $\alpha_1$  і  $\alpha_2$  відповідно.

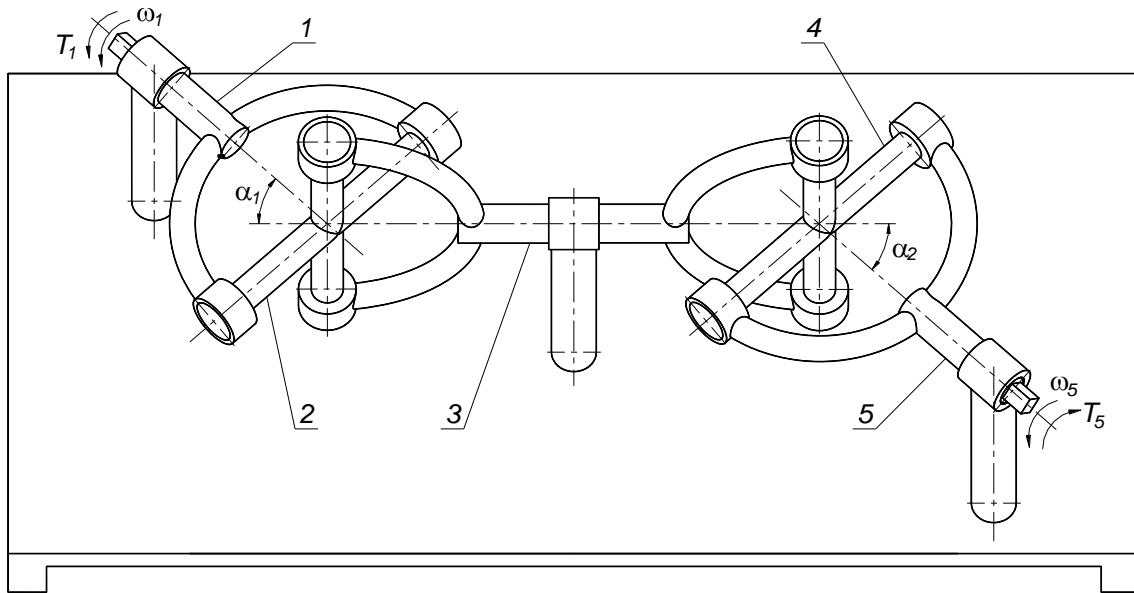


Рисунок 1 – Схема карданної передачі з подвійним шарніром Гука

Як відомо [1, 2], співвідношення між кутовими швидкостями проміжного валу 3 і вхідного валу 1 виражається залежністю:

$$\frac{\omega_3}{\omega_1} = \frac{\cos \alpha_1}{1 - \sin^2 \alpha_1 \cdot \cos^2 \varphi_1}, \quad (1)$$

де  $\varphi_1$  – кут повороту вхідного валу.

Крутний момент також зазнає трансформації. Якщо знехтувати всіма видами втрат енергії, одержимо очевидну рівність:

$$T_3 \omega_3 = T_1 \omega_1, \quad (2)$$

де  $T_1$ ;  $T_3$  – крутні моменти на вхідному й проміжному валах відповідно.

Використання подвійного шарніра Гука дозволяє усунути нерівномірність обертання вихідного вала. Для цього необхідно, щоб вилки проміжного вала лежали в одній площині, а також виконувалася умова:  $\alpha_2 = \pm \alpha_1$ .

Проте, як було сказано вище, навіть при постійному крутному моменті на вхідному валу і забезпеченні рівності кутових швидкостей вихідного і вхідного валів, тобто при  $\omega_5 = \omega_1$ , змінний характер потужності дисипативних сил матиме наслідком періодичну зміну крутного моменту  $T_5$ . Знехтуємо тертям в опорах валів карданної передачі і оцінимо, як впливають дисипативні втрати в кінематичних парах хрестовин і карданних вилок на вказану нерівномірність крутного моменту.

З урахуванням прийнятих припущень і виразу (2), запишемо:

$$T_1\omega_1 = (T_3 + \Delta T_{13})\omega_3, \quad (3)$$

де  $\Delta T_{13}$  – частина крутного моменту, яка втрачається внаслідок дисипативних втрат у кінематичних парах хрестовини й карданних вилок, що з'єднують вхідний і проміжний вали.

Аналогічно:

$$T_3\omega_3 = (T_5 + \Delta T_{35})\omega_5, \quad (4)$$

де  $\Delta T_{35}$  – частина крутного моменту, яка втрачається внаслідок дисипативних втрат в кінематичних парах хрестовини й карданних вилок, що з'єднують проміжний і вихідний вали.

В результаті дослідження отримана формула для визначення відношення  $T_5/T_1$  в залежності від  $\varphi_1$  і  $\alpha$  за умови усунення нерівномірності обертання вихідного валу, тобто при  $\alpha = \alpha_1 = \alpha_2$ , наслідком чого буде також умова  $\varphi_5 = \varphi_1$ :

$$\frac{T_5}{T_1} = 1 + \frac{k_{\pi} \sin \alpha}{d} \left( \frac{k_{\pi} \sin \alpha \cos^2 \varphi_1}{d(1 - \sin^2 \alpha \cdot \cos^2 \varphi_1)} + \frac{k_{\pi} \operatorname{tg} \alpha \sin^2 \varphi_1}{d \cos \alpha} - \frac{2|\cos \varphi_1|}{\sqrt{1 - \sin^2 \alpha \cdot \cos^2 \varphi_1}} - \frac{2|\sin \varphi_1|}{\cos \alpha} + \frac{2k_{\pi} \operatorname{tg} \alpha |\cos \varphi_1| |\sin \varphi_1|}{d \sqrt{1 - \sin^2 \alpha \cdot \cos^2 \varphi_1}} \right), \quad (5)$$

де  $k_{\pi} = T_{\text{тpi}} / F_{ri}$  – відношення моменту сил тертя в  $i$ -тому підшипнику ( $T_{\text{тpi}}$ ) рухомого з'єднання хрестовини і карданної вилки до радіальної сили ( $F_{ri}$ ), яка діє на даний підшипник (вважалось, що дане відношення однакове для всіх підшипників обох хрестовин);

$d$  – відстань між середніми перерізами опор хрестовин.

### Висновки

1. В результаті проведеного дослідження карданної передачі з подвійним шарніром Гука отримано розрахункову залежність для визначення відношення крутного моменту  $T_5$  на вихідному валу до крутного моменту  $T_1$  на вхідному валу.

2. Встановлено, що відношення  $T_5/T_1$  є періодичною функцією з періодом  $\pi/2$  кута повороту  $\varphi_1$  вхідної ланки.

3. Зі збільшенням кута  $\alpha$  збільшується амплітуда відношення  $T_5/T_1$  і зменшується середнє значення відношення вказаних крутних моментів.

### Література

1. Кіницький, Я. Т. Теорія механізмів і машин / Я. Т. Кіницький. – Київ: Наукова думка, 2002. – 660 с.

2. Подригало М. А. Кінематика шарніра Гука / М. А. Подригало, В. А. Перегон, О. А. Бобошко, Д. І. Богдан, О. О. Коряк // Автомобіль і електроніка. Сучасні технології, 21/2022. – с. 48-56.