

УДК 62-233.3/9

Попович О.Г.<sup>1</sup>, Шевченко В.Г.<sup>2</sup>

<sup>1</sup> канд. техн. наук, доц. НУ «Запорізька політехніка»

<sup>2</sup> канд. техн. наук, доц., зав. каф. НУ «Запорізька політехніка»

### **ПРОЕКТУВАННЯ ЦИЛІНДРИЧНОЇ КОСОЗУБОЇ ПЕРЕДАЧІ З УРАХУВАННЯМ КРИТЕРІЮ СУМАРНОГО ЗНОСУ ПОВЕРХНЕВИХ ШАРІВ ЗУБІВ КОЛІС**

Закриті зубчаті передачі машин, які працюють у середовищі, що містить абразивні частинки, мають бути стійкими до контактних руйнувань поверхневого шару зубів, до згинальної поломки зубів і до зношування поверхневого шару. Основними геометричними параметрами, які необхідно визначити під час проектування циліндричної косозубої передачі, є: міжосьова відстань  $a_w$ , ширина  $b_w$  зубчастих вінців, нормальний модуль  $m_n$  зачеплення, кут  $\beta$  нахилу лінії зуба на ділільних циліндрах коліс, числа зубів  $z_1$  і  $z_2$  коліс, коефіцієнти  $x_1$  і  $x_2$  зміщення твірної рейки для ведучого та веденого коліс. Під час проектувального розрахунку міжосьову відстань визначають [1] за формулою, яку виведено з умови контактної витривалості зубів коліс, для чого попередньо приймають значення коефіцієнта ширини зубчастих вінців. Мінімально необхідне значення модуля зачеплення розраховують за формулою, яку виведено з умови згинальної витривалості зубів коліс. Кут нахилу лінії зуба на ділільних циліндрах коліс звичайно

визначають так, щоб коефіцієнт осьового перекриття був близьким до натурального числа.

Товщина зношеного шару на будь-якій ділянці евольвентної гвинтової поверхні зуба колеса у довільний момент часу пропорційна величині питомого ковзання на цій ділянці. Питоме ковзання – це відношення швидкості ковзання між евольвентними профілями зубів ведучого та веденого коліс до швидкості переміщення місця дотику цих профілів вздовж евольвентного профілю зуба колеса (ведучого або веденого). Величини питомих ковзань монотонно зростають по напрямках від біляполюсних ділянок бічних поверхонь зубів до ділянок біля нижніх активних точок та біля вершин зубів. Так само будуть змінюватися на евольвентних гвинтових поверхнях зубів і швидкості зношування поверхневого шару. Під час роботи косозубої передачі це призведе до зростання інтенсивності передаваних зусиль і підвищення контактних напружень на біляполюсних ділянках поверхонь зубів. Для сповільнення таких явищ потрібно мінімізувати суму швидкостей зношування на найбільш підданих до зношування спряжених крайніх ділянках активних поверхонь зубів коліс.

У роботі [2] виведено формули для сум товщин зношеного шару на спряжених крайніх ділянках поверхонь зубів ведучого та веденого коліс косозубої передачі. Кожна з цих двох сум представлена як добуток трьох величин: часу роботи передачі, розмірної величини, яка не залежить від коефіцієнтів зміщення твірної рейки, та безрозмірної величини, котра залежить від цих коефіцієнтів. При цьому, за умови  $x_1 + x_2 = const$ , одна з двох безрозмірних величин зменшується, а інша збільшується при збільшенні  $x_1$ . На основі цього аналізу складено рівняння, яке пов'язує такі значення коефіцієнтів  $x_{D1}$  і  $x_{D2}$  зміщення твірної рейки для коліс косозубої передачі, які мінімізують найбільшу суму швидкостей зношування на активних поверхнях зубів цих коліс.

Якщо косозуба передача з визначеними нормальним модулем зачеплення  $m_n$ , кутом  $\beta$  нахилу лінії зуба та числами зубів  $z_1$  і  $z_2$  має прийняту зі стандартного ряду міжосьову відстань  $a_w$ , то коефіцієнти  $x_1$  і  $x_2$  зміщення твірної рейки для її коліс пов'язані формулою  $x_2 = x_{\Sigma} - x_1$ . Значення  $x_{\Sigma}$  обчислюється через значення  $a_w$ ,  $m_n$ ,  $\beta$  та  $z_1$  і  $z_2$ .

Розв'язання чисельним методом складеного в роботі [2] рівняння для косозубої передачі зі стандартною міжосьовою відстанню дозволяє визначити такі значення коефіцієнтів  $x_{D1}$  і  $x_{D2}$ , при яких буде максимальною тривалість роботи цієї передачі до того, як сума товщин зношеного шару на найбільш підданих до зношування спряжених крайніх ділянках активних поверхонь зубів досягне допустимого значення. Також у роботі [2] було

визначено діапазони раціональних значень коефіцієнтів  $x_1$  і  $x_2$  зміщення твірної рейки, при яких найбільша сума швидкостей зношування перевищує її мінімальне значення (при  $x_1 = x_{D1}$  і  $x_2 = x_{D2}$ ) не більше ніж на 20%.

Запропонована методика надає можливість під час проектування косозубих передач визначати такі значення коефіцієнтів  $x_1$  і  $x_2$  зміщення твірної рейки для ведучого та веденого коліс, які забезпечують підвищення довговічності передачі за критерієм сумарного зносу.

### СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя: в 3-х т. Т.2. / Анурьев В.И.; [под ред. И.Н. Жестковой] – 9-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 2006. – 960с.
2. Попович А.Г. Применение критерия суммарного износа поверхностного слоя зубьев колес при определении геометрических параметров косозубой передачи / А.Г. Попович // Вестник машиностроения. – 2020. – №9. – С. 20-27.