

УДК 62-233.3/9

Шевченко В.Г.¹, Попович О.Г.²

¹ канд. техн. наук, доц., зав. каф. НУ «Запорізька політехніка»

² канд. техн. наук, доц. НУ «Запорізька політехніка»

ВПЛИВ ЗМІЩЕНЬ ТВІРНОГО КОНТУРУ НА ЗНОШУВАННЯ ЗУБІВ ПАРИ ЦИЛІНДРИЧНИХ ПРЯМОЗУБИХ КОЛІС

У зубчастих передачах, що експлуатуються в умовах, за яких можливе потрапляння абразивних часток у зону зачеплення, зуби коліс мають бути достатньо стійкими до зношування поверхневого шару.

На підставі формул, відомих з трибології та з механіки контактної взаємодії пружних тіл, застосувавши формули з теорії евольвентних зубчастих передач [1], ми у роботі [2] створили розрахункову модель для визначення товщин зношеного шару в околі характерних точок на евольвентних профілях зубів пари циліндричних прямозубих коліс із зовнішнім зачепленням. У компактному вигляді отримані нами формули для товщини зношеного шару на профілях зубів ведучого та веденого прямозубих коліс в околі крайніх активних точок та в околі граничних точок однопарного зачеплення (на стадії усталеного процесу зношування) можна записати так:

$$h_{ded\lambda} = \xi_{ded\lambda} \cdot U \cdot t, \quad h_{add\lambda} = \xi_{add\lambda} \cdot U \cdot t, \quad (1)$$

$$h_{low\lambda}^{aver} = \xi_{low\lambda} \cdot U \cdot t, \quad h_{high\lambda}^{aver} = \xi_{high\lambda} \cdot U \cdot t, \quad (2)$$

де t – тривалість роботи передачі від початку стадії усталеного зношування.

Розрахункові формули, які ми вивели для величини U з розмірністю швидкості та для безрозмірних співмножників $\xi_{ded\lambda}$ і $\xi_{add\lambda}$, $\xi_{low\lambda}$ і $\xi_{high\lambda}$, наведено у нашій статті [2].

Символ λ в нижньому індексі величини позначає зубчасте колесо, до якого вона належить ($\lambda=1$ – ведуче, $\lambda=2$ – ведене колесо). Позначки "ded" або "add" у нижньому індексі величини вказують на її належність до нижньої активної точки евольвентного профілю зуба або до точки цього профілю біля кола вершин. Позначки "low" або "high" у нижньому індексі величини вказують на її належність до нижньої граничної або до верхньої граничної точки однопарного зачеплення.

Добутки $(\xi_{ded\lambda} \cdot U)$, $(\xi_{low\lambda} \cdot U)$, $(\xi_{high\lambda} \cdot U)$, $(\xi_{add\lambda} \cdot U)$ у формулах (1) і (2) являють собою швидкості зношування поверхневого шару в околі відповідних характерних точок на евольвентних профілях зубів пари прямозубих коліс. При виведенні формул (1) і (2) ми врахували вплив на ці швидкості зношування наступних величин та чинників: чисел зубів коліс та твердостей їхнього поверхневого шару; швидкості ковзання між евольвентними профілями зубів цих коліс та швидкостей переміщення площадки контакту по поверхнях зубів під час їхнього зачеплення; розподіл повної сили, яка діє з боку одного колеса на інше, між двома зубами одного колеса при двопарному зачепленні, а також зміну сили, яку передає одна пара зубів, при її вході в однопарне зачеплення та виході з нього.

Якщо пара циліндричних прямозубих коліс із визначеними числами зубів (z_1 і z_2), шириною зубчастих вінців (b_w) і модулем зачеплення (m) має прийнятну зі стандартного ряду міжосьову відстань (a_w), то коефіцієнти зміщення x_1 та x_2 твірного контуру ведучого та веденого коліс пов'язані формулою $x_2 = x_z - x_1$, причому значення x_z обчислюється через значення a_w , m , z_1 і z_2 . У нашій статті [2] показано, що для такої пари прямозубих коліс, за відомого співвідношення твердостей поверхневого шару їхніх зубів, найбільша серед швидкостей зношування активних поверхонь зубів цих коліс набуває свого мінімуму при такому коефіцієнті зміщення x_{1R} , за якого досягає мінімального значення безрозмірна функція $F(x_1)$, де $F = \max(\xi_{ded1}; \xi_{low1}; \xi_{high1}; \xi_{add1}; \xi_{ded2}; \xi_{low2}; \xi_{high2}; \xi_{add2})$. Отже, при раціональних значеннях x_{1R} та x_{2R} коефіцієнтів зміщення твірного контуру буде максимальною тривалість роботи розглядуваної пари прямозубих коліс

до того, коли найбільша товщина зношеного шару на активних поверхнях зубів досягне гранично допустимої величини.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Linke, H. Cylindrical Gears. Calculation, Materials, Manufacturing / H. Linke, J. Borner, R. Heb. – Munich: Carl Hanser Verlag, 2016. – 848 p.
2. Попович О.Г. Раціональні зміщення твірного контуру коліс циліндричної прямозубої передачі для зменшення зношування зубів / О.Г. Попович, В.Г. Шевченко // Нові матеріали і технології в металургії та машинобудуванні. – 2024. – № 3. – С. 48-57.