

Як видно із отриманих даних інтенсивніші режими нагрівання-охолодження (більша температура нагрівального середовища і вищий коефіцієнт теплообміну) скорочують тривалість термічної обробки в цілому і забезпечують вищий рівень залишкових напружень на поверхні скляної пластини.

Запропонована методика дає можливість прогнозувати результати впливу теплових режимів навантаження на напружений стан скляних тіл. На її підставі можна здійснити параметричну оптимізацію гартування скляної пластини (чи окремих його етапів).

1. Бартенев Г.М. *Механические свойства и тепловая обработка стекла*. М., 1960. 2. Инденбом В.Л. *К теории закалки стекла // Техн. физика*. 1954. 24. Вып.7. С.925-927. 3. Махненко В.И. *Расчетные методы исследования кинетики сварочных напряжений и деформаций*. К., 1982. 4. Сандитов Д.С., Бартенев Г.М. *Физические свойства неупорядоченных структур*. М., 1982. 5. Асташкін В.І. *Моделювання і розрахунок фазового складу сталей при нерівномірному нагріві-охолодженні*. Львів, АН України, Фізико-механічний інститут. Препринт № 191, 1994, 28с. 6. О. Зенкевич, К. Морган. *Конечные элементы и аппроксимация*. М., 1986. 7. Л.Сегерлинд *Применение метода конечных элементов*. М., 1979.

УДК 621.833.002-19

Гуліда Е.М.

ДУ “Львівська політехніка”, кафедра “Технологія машинобудування”

ВИЗНАЧЕННЯ ЗМІНИ НАДІЙНОСТІ ЗУБЧАСТИХ ПЕРЕДАЧ

© Гуліда Е.М., 2000

Розглянуто методику визначення зміни надійності зубчастих передач зовнішнього зачеплення за її показниками під час впровадження прогресивних технологій виготовлення зубчастих коліс.

The technique of definition of change of reliability of gears of an external gearing on its indexes is considered at implantation of progressive techniques of manufacture of cog-wheels.

Одним з головних показників надійності зубчастих передач є середній наробіток до відмови, який визначається залежно від границі витривалості зубців коліс [1]

$$T_{\text{сер.}} = N_0 / n_{\text{ц}} 60 (\sigma_e / \sigma_r)^k \quad (1)$$

або від зношування бічних поверхонь зубців [2]

$$T_{\text{сер.}} = \frac{[h_1]}{I_h \cdot L_S \cdot n_{\text{ц}} \cdot Z_S}, \quad (2)$$

де N_0 – базова кількість циклів напружень; $n_{ц}$ – частота циклів напружень, $хв^{-1}$; σ_e – еквівалентне напруження, МПа; σ_r – границя витривалості зубців колеса на згин або на контактну міцність, МПа; k – показник степеня, який визначається кривою втомлюваності; $[h_i]$ – допустиме значення зношування зубця, мм; I_h – інтенсивність зношування (безрозмірна величина); L_S – шлях тертя ковзання, мм; Z_S – кількість пар зачеплення з колесом, яке розглядається.

З аналізу залежностей (1) та (2) видно, що на зміну значення $T_{сер.}$ насамперед впливає зміна границь витривалості зубців коліс на згин σ_{r3} та контактну міцність σ_{rk} , а також зміна інтенсивності їх зношування I_h , які залежать, як відомо [3], від якості їх виготовлення.

Якість виготовлення зубчастих коліс передусім залежить від структури технологічного процесу. Тому одне й те ж зубчасте колесо можна виготовити з різною якістю під час використання різних технологічних процесів. Своєю чергою це призведе до отримання в кожному випадку різних значень σ_{r3} , σ_{rk} та I_h . Цю зміну найпростіше визначити під час порівняння відповідних коефіцієнтів технологічного успадкування:

- за міцністю зубців колеса на згин

$$K_{\sigma_3} = \sigma_{r3}^* / \sigma_{r3}; \quad (3)$$

- за контактною міцністю зубців

$$K_{\sigma_k} = \sigma_{rk}^* / \sigma_{rk}; \quad (4)$$

- за зношуванням бічних поверхонь зубців

$$K_{I_h} = I_h^* / I_h, \quad (5)$$

де σ_{r3}^* , σ_{rk}^* , I_h^* – відповідно значення границь витривалості та інтенсивності зношування, які отримано під час стандартних умов випробовувань. Ці значення наведено у довідниковій літературі; σ_{r3} , σ_{rk} , I_h – відповідно дійсні значення границь витривалості та інтенсивності зношування, які залежать від структури технологічного процесу та методів оброблення зубців колеса.

Значення коефіцієнтів технологічного успадкування K_{σ_3} , K_{σ_k} та K_{I_h} наведено в роботі [3] для різних методів оброблення зубців коліс. Тому під час проектування технологічного процесу виготовлення зубчастих коліс є можливість вибирати такі методи їх оброблення, які б забезпечували або підвищували їх надійність.

Для визначення зміни надійності зубчастої передачі використаємо залежності (1) ... (5) і розглянемо співвідношення $T_{сер.}$ для зубчастих передач, колеса яких були виготовлені за різними технологічними процесами. У цьому випадку зміна середнього наробітку до відмови λ у відсотках дорівнюватиме

- за міцністю зубців колеса на згин

$$\lambda_{\sigma_3} = \frac{T_{сер.1}}{T_{сер.2}} = \left[\left(\frac{K_{\sigma_{31}}}{K_{\sigma_{32}}} \right)^k - 1 \right] \cdot 100; \quad (6)$$

- за контактною міцністю зубців

$$\lambda_{\sigma_k} = \left[\left(\frac{K_{\sigma_{kl}}}{K_{\sigma_{k2}}} \right)^k - 1 \right] \cdot 100; \quad (7)$$

- за зношуванням бічних поверхонь зубців

$$\lambda_{I_h} = \left[\left(\frac{K_{I_{h1}}}{K_{I_{h2}}} \right) - 1 \right] \cdot 100, \quad (8)$$

де $K_{\sigma_{z1}}, K_{\sigma_{kl}}, K_{I_{h1}}$ – коефіцієнти технологічного успадкування першого варіанта технологічного процесу виготовлення зубчастих коліс; $K_{\sigma_{z1}}, K_{\sigma_{kl}}, K_{I_{h1}}$ – коефіцієнти технологічного успадкування другого варіанта технологічного процесу виготовлення зубчастих коліс

З отриманих значень $\lambda_{\sigma_z}, \lambda_{\sigma_k}$ та λ_{I_h} вибирається найменше, яке і буде вказувати на зміну середнього наробітку до відмови, тобто на зміну надійності зубчастої передачі. Додатні значення $\lambda_{\sigma_z}, \lambda_{\sigma_k}$ та λ_{I_h} вказують на підвищення надійності, а від'ємні – на зменшення.

Для підтвердження результатів розрахунку, згідно з наведеною методикою визначення зміни надійності зубчастих передач були виконані експериментальні дослідження методів оброблення зубчастих коліс. Наприклад, використання оптимальних режимів різання під час зубонарізування коліс шнековою фрезою дало змогу підвищити надійність передачі на $2,7\% \pm 1,0\%$.

Переведення кінематичного ланцюга обкочування зубофрезерного верстата моделі 5К32А на синхронно-слідкуючу систему підвищує точність оброблення коліс за показниками кінематичної точності на 1 ... 2 ступені (ГОСТ 1643-81) і, відповідно, надійність зубчастої передачі – на $17,4\% \pm 1,0\%$.

Результати розрахунків за залежностями (6) ... (8) перевіряли експериментально з використанням випробувального стенду з замкненим енергетичним потоком. Отримані результати показали їх адекватність розрахунковим даним. Максимальна похибка між дійсними значеннями $T_{сер.}$ та розрахованими не перевищувала 2%, що дозволяє рекомендувати методику визначення зміни надійності зубчастих коліс до практичного використання.

1. Гриневич В.П., Каменская Е.А., Алферов А.К., Златопольский А.В. Надежность строительных машин. М., 1975. 2. Крагельский И.В., Добычин М.Н., Комбалов В.С. Основы расчетов на трение и износ. М., 1977. 3. Гулида Э.Н. Управление надежностью цилиндрических зубчатых колес (технологические основы) - Львов, 1983.