

УДК 621.833.1.001.2

**Васильєва О.Е.**

ДУ “Львівська політехніка”, кафедра теоретичної механіки

**ВПЛИВ ДИНАМІЧНИХ ПЕРЕВАНТАЖЕНЬ ЗУБЧАСТИХ ПЕРЕДАЧ  
НА ЗНОСОСТІЙКІСТЬ ЇХ ЗУБЦІВ**

© Васильєва О.Е., 2000

**Розглянуто вплив динамічних перевантажень зубчастих передач на їх зносо-  
стійкість і тим самим на середній наробіток на відмову передачі по допустимому  
зношуванню зубців коліс.**

Зубчасті колеса передач евольвентного зачеплення, як відомо [1], працюють в умовах абразивного зношування. У цьому випадку середнє напрацювання зубчастої передачі до відмови по зношуванню зубців при статичному навантаженні буде:

$$T_{\text{сее}} = \frac{[h_1]}{I_h \cdot L_S \cdot n \cdot Z_S}, \quad (1)$$

де  $[h_1]$  – допустиме значення зношування зубця, мм;  $I_h$  – інтенсивність зношування (безрозмірна величина);  $L_S$  – шлях тертя, мм;  $n$  – частота обертання зубчастого колеса,  $\text{хв}^{-1}$ ;  $Z_S$  – кількість пар зачеплення з колесом, яке розглядається.

Також встановлено [2], що із збільшенням навантаження на зубці збільшуються сили тертя при взаємному ковзанні зубців і тим самим збільшується інтенсивність зношування  $I_h$ . Це призводить до зменшення середнього напрацювання до відмови, тобто до зменшення довговічності зубчастої передачі.

У процесі експлуатації зубчастих передач внаслідок наявності зазора між зубцями коліс, а також у результаті неточності їх виготовлення при зупинках, пусках та переключеннях виникають ударні динамічні навантаження, які значно перевищують статичні. У цьому випадку уточнене значення середнього напрацювання до відмови можна визначити за залежністю:

$$T_{\text{сер.}} = T_{\text{сер.с.}} + T_{\text{сер.д.}}, \quad (2)$$

де  $T_{\text{сер.с.}}$ ,  $T_{\text{сер.д.}}$  – відповідно середні часи напрацювання до відмови при статичному та динамічному навантаженнях.

Інтенсивність зношування  $I_h$  при динамічних навантаженнях буде зростати пропорційно до збільшення сили, яка передається передачею, тобто залежати від коефіцієнта динамічного перевантаження зубців  $k_d$  коліс. Тоді

$$I_{hд} = I_h \cdot k_d. \quad (3)$$

Крім того, було встановлено з врахуванням кількості зупинок, пусків та переключень передач за період експлуатації та часу одного динамічного удару [3], що статичні навантаження зубчастої передачі становлять приблизно 87 % від усього часу експлуатації, а динамічні – 13 %. Виходячи з цього, розподіляється між статичним і динамічним наванта-

женнями значення допустимого зношування зубця введенням відповідних коефіцієнтів  $k_1=0.87$  і  $k_2=0.13$ . Із врахуванням наведеного та залежностей (1) та (3) після підстановки в (2), отримаємо:

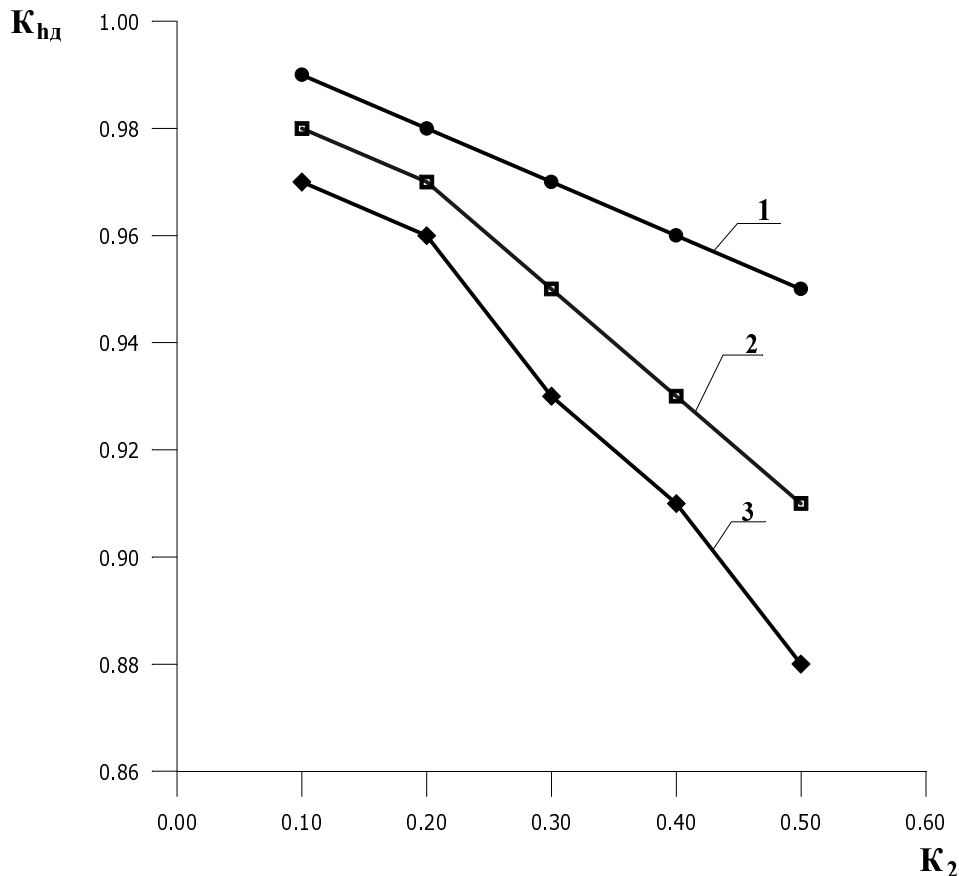
$$T_{\text{сер}} = \frac{k_1 \cdot [h_i]}{I_h \cdot L_S \cdot n \cdot Z_S} + \frac{k_2 \cdot [h_i]}{I_h \cdot L_S \cdot n \cdot Z_S} = \frac{[h_i]}{I_h \cdot L_S \cdot n \cdot Z_S} \cdot \left( k_1 + \frac{k_2}{k_d} \right) =$$

$$= \frac{[h_i]}{I_h \cdot L_S \cdot n \cdot Z_S} \cdot k_{\text{hd}}$$

де  $k_{\text{hd}}$  – коефіцієнт, який враховує вплив динамічних навантажень на середнє напрацювання до відмови зубчастих передач по зношуванню:

$$k_{\text{hd}} = \frac{k_d \cdot k_1 + k_2}{k_d}.$$

На рисунку показано вплив коефіцієнта загальних динамічних навантажень зубчастої передачі  $k_2$  на коефіцієнт  $k_{\text{hd}}$ , який враховує вплив динамічних навантажень на середнє напрацювання до відмови по зношуванню.



Вплив коефіцієнта  $k_2$  на коефіцієнт  $k_{\text{hd}}$  при: 1 –  $k_d=1.1$ ; 2 –  $k_d=1.2$ ; 3 –  $k_d=1.3$

Аналізуючи отримані результати, можна зробити такі висновки:

1. Динамічні навантаження зубчастих передач в процесі експлуатації впливають на їх зносостійкість.

2. Середнє напрацювання до відмови зубчастої передачі по зношуванню залежить від співвідношення статичних і динамічних навантажень. При збільшенні динамічних наванта-

жень з 10 до 40 % за весь період експлуатації середнє напрацювання до відмови зменшується до 6 % (див. рисунок).

3. При збільшенні коефіцієнта динамічного навантаження зубців  $k_d$  з 1,1 до 1,3, тобто в 1,2 раза, середнє напрацювання до відмови зменшується в середньому на 5 %. Це зменшення зростає із збільшенням коефіцієнта  $k_2$ .

1. Сухоруков Ю.Н. Модификация эвольвентных цилиндрических зубчатых колес: Справочник. К., 1992. 2. Крагельский И.В., Добычин М.Н., Комбалов В.С. Основы расчетов на трение и износ. М., 1977. 3. Кузьо И.В., Кичма А.А., Микольский Ю.Н. Динамические нагрузки в зацеплении открытой зубчатой передачи привода вращающейся печи // Вестн. Львов. политехн. ин-та. 1979. № 134. С.23–25.

УДК 539.377:536.12

**Величко Л.Д., Сорочак О.З.**

ДУ “Львівська політехніка”, кафедра теоретичної механіки та економіки

## **ОПТИМІЗАЦІЯ НАГРІВАННЯ ЦЕМЕНТНОЇ ПЕЧІ**

© Величко Л.Д., Сорочак О.З., 2000

**Розглянута задача оптимального за швидкодією керування нагріванням цементної печі при обмеженнях на тангенціальні термонапруження і температуру середовища нагрівання. Зроблено висновок про те, що в початковий період нагрівання цементної печі температура середовища нагрівання може дорівнювати максимальному значенню протягом певного часу, тривалість якого визначається механічними і теплофізичними характеристиками корпусу і футерівки, що дає змогу скоротити тривалість нагрівання обертової печі.**

У процесі нагрівання цементної печі має місце нестационарний тепловий режим, який характеризується вищими температурними напруженнями у футерівці і корпусі, ніж в стаціонарному режимі. Найбільші температурні напруження будуть у футерівці, яка розташована у зоні спікання. З метою запобігання утворення тріщин у футерівці внаслідок термонапружень, швидкість нагрівання цементної печі не може бути довільною. У даній роботі розглядається задача оптимального за швидкодією керування нагріванням цементної печі при обмеженнях на тангенціальні термонапруження і температуру середовища нагрівання.

При математичному моделюванні даної задачі передбачалось, що виконуються такі основні завдання:

- футерівка (цегла + розчин) вважається однорідним ізотропним тілом з модулем пружності  $E_1$ , коефіцієнтом Пуансона  $\gamma_1$ , коефіцієнтом лінійного теплового розширення  $\alpha_1$ ;