

УДК 621.85

АЛГОРИТМ ВИЗНАЧЕННЯ РЕСУРСУ ЛАНЦЮГОВОЇ ПЕРЕДАЧІ ЗА КРИТЕРІЄМ ЗНОСОСТІЙКОСТІ ЗУБЦІВ ЗІРОЧКИ

Андрієнко С.В.¹, Устиненко О.В.²

¹Харківський національний автомобільно-дорожній університет, Харків

*²Національний технічний університет "Харківський
політехнічний інститут", Харків*

Загальновідомо, що головною причиною виходу із експлуатації ланцюгових втулково-роликів передач є абразивний знос шарнірів ланцюга. Однак у багатьох випадках на перший план виходить проблема прискореного абразивного зносу робочих профілів зубців зірочок (зірочки ведучих коліс гусеничної техніки, передачі із втулковими ланцюгами без роликів, у сільському господарстві та гірничій промисловості). Тому розробка методики дослідження зносостійкості профілів зубців зірочок та ведучих коліс є актуальною науково-практичною задачею сучасного машинобудування.

Авторами було запропоновано таку методику та розроблено відповідний алгоритм. Розглянемо його докладно.

1. Математичне моделювання зубця зірочки. Розраховуються координати точок профіля зубця $x_{1j}, y_{1j} (j = 1, 2, \dots, k; \text{ тут } k - \text{ кількість розрахункових точок профілю})$, після чого виконується апроксимація профілю [1].

2. Моделювання процесу зношування зубця зірочки. Визначаємо швидкості ковзання в ланцюговому зачепленні $V_{ki,j}$ (i – номер циклу навантаження, що відповідає 1 оберту зірочки) [2]. Знаходимо радіуси кривизни профілю зубця зірочки $\rho_{1i,j}$ та визначаємо контактні напруження в j -х точках профілю на i -х циклах навантаження $\sigma_{Hi,j}$ за формулою Г. Герца. На завершення цього етапу за допомогою математичної моделі процесу зношування активних профілів зубців визначаємо величини зносу $I_{z1i,j}$ [3].

3. Оцінка ресурсу ланцюгової передачі за критерієм зносостійкості зубців. Спочатку обчислюємо координати точок зношеного профілю $x_{i+1,j}$, $y_{i+1,j}$. Далі обчислюємо нові значення $\rho_{Hi+1,j}$, $V_{ki+1,j}$ та $\sigma_{Hi+1,j}$, після чого знаходимо значення зносу на $i+1$ -му циклі навантаження $I_{zi+1,j}$, координати точок зношеного профілю $x_{i+2,j}$, $y_{i+2,j}$ і так далі. Одночасно на кожному циклі обчислюється сумарний знос профілю зубця в кожній j -й точці та знаходиться максимальна величина зносу за формулами

$$I_{z\Sigma j} = \sum_i I_{zi,j}; \quad I_{zmax} = \max_{1 \leq j \leq k} I_{z\Sigma j}.$$

Таким чином, маємо ітераційний процес, який зупиняється при досягненні величини критичного зносу $I_{zкр}$, тобто при виконанні умови

$$I_{zmax} \geq I_{zкр}.$$

Тоді ресурс передачі за критерієм зносостійкості зубців, L_h , годин,

$$L_h = N_{ц} / (60 \cdot n),$$

де $N_{ц}$ – кількість циклів навантаження до досягнення величини критичного зносу $I_{zкр}$; n – частота обертання зірочки.

Запропонований алгоритм може бути застосований у процесі дослідження зносу зубців зірочок ланцюгових втулкових передач або гусеничного рушія з будь-яким стандартним та нестандартним профілем.

Література:

- [1] С.Андрієнко, А.Устиненко, Б. Воронцов, "Численное моделирование профиля зуба звездочки цепной передачи", Механіка та машинобудування, №1, сс.11–17, 2014.
- [3] Р. Протасов, А. Устиненко, Г. Кротенко, В. Сериков, "Исследование скорости скольжения профилей зубьев в эволютных передачах", Вісник НТУ "ХПІ". Серія "Проблеми механічного приводу", №36, сс. 127–131, 2012.
- [3] А.Кузнецова, "Підвищення ресурсу кінчних передач з двоопукло-ввігнутими зубцями вибором раціональних параметрів зачеплення". Автореф. дис... канд. техн. наук, Харків, 2014.