

ЗАЛЕЖНІСТЬ КОЕФІЦІЄНТА ТЕРТЯ МІЖ ЗУБЦЯМИ КОЛІС ПЕРЕДАЧІ ВІД УДАРНИХ НАВАНТАЖЕНЬ ПРИ ПЕРЕХІДНИХ ПРОЦЕСАХ

© Кузьо І.В., Васильєва О.Е., 2003

Розглянуто питання впливу зовнішніх динамічних навантажень на коефіцієнт тертя між зубцями коліс передачі при перехідних процесах. Отримані залежності дають можливість визначати значення коефіцієнта тертя при ударних навантаженнях та враховувати його при визначенні довговічності зубчастих передач.

In a paper the problem of influencing of exterior dynamic loads on a friction coefficient between gears of sprockets of transmission is reviewed at transient phenomenon. The obtained dependences enable to institute values of a friction coefficient at impulsive loads and to allow for it at installation of longevity of gear drives.

Сучасний стан

Під час експлуатації зубчастих передач може відбуватися розрив кінематичних ланцюгів, тобто утворюється зазор між зубцями передачі. Внаслідок цього при перехідних процесах виникає удар, який призводить до динамічних навантажень зубців коліс передачі. При ударі зубців існують різні види фрикційної взаємодії. Відносне переміщення тіл при ударі визначається тангенційною швидкістю удару, часом удару та силою тертя. Тангенційна швидкість при ударі зростає і призводить до ковзання [1] та відповідно до зростання коефіцієнта тертя.

Розглядаючи кінематику зубчастого зачеплення, можна відзначити, що удар зубців коліс є косим ударом, для якого коефіцієнт тертя при першому ударі визначають за залежністю [1]

$$f = \frac{1}{4} \left(\frac{l_1}{h_1 + \sqrt{h_1 h_0}} \right), \quad (1)$$

де l_1 – відстань від точки відскоку тіла після удару до точки нового контакту тіл; h_1 – максимальне значення відскоку тіла після удару; h_0 – шлях тіла до удару з іншим тілом.

Стосовно зубчастих передач складові чинники цієї залежності ще не визначали, тобто залишається невідомою відстань l_1 від точки відскоку зубця веденого колеса після удару до точки його нового контакту з зубцем ведучого колеса та максимальне значення відскоку h_1 зубця веденого колеса після удару.

Мета роботи

Визначити значення складових залежності (1) та відповідно коефіцієнта тертя між зубцями коліс передачі від ударних навантажень при перехідних процесах.

Вплив зовнішніх динамічних навантажень на коефіцієнт тертя між зубцями коліс передачі при перехідних процесах. Шлях зубця ведучого колеса h_0 до удару з зубцем

веденого колеса дорівнює боковому зазору Δ між зубцями коліс. У цьому випадку залежність (1) можна записати так:

$$f_A = \frac{1}{4} \left(\frac{l_1}{h_1 + \sqrt{h_1 \cdot \Delta}} \right) \quad (2)$$

де f_A – коефіцієнт тертя при дії зовнішніх динамічних навантажень.

Розв'язання цієї задачі починаємо з визначення максимального значення відскоку h_1 зубця веденого колеса після удару з ведучим. Враховуючи значення максимального моменту зовнішнього динамічного навантаження T_{\max} при ударі [2] знаходимо максимальну силу F_{\max} , яка дотична до ділильного кола ведучого колеса: $F_{\max} = T_{\max} / R_1$, де R_1 – радіус ділильного кола ведучого колеса, а нормальна сила, яка діє в зачепленні, визначається за залежністю

$$N_{\max} = F_{\max} / \cos \alpha \cdot \cos \beta, \quad (3)$$

де α – кут зачеплення, β – кут нахилу зубців колеса.

Зважаючи на закон збереження енергії пружних деформацій та основні положення закону Гука [3] можна записати

$$\frac{1}{2} N_{\max} \cdot \Delta S = 2a \cdot l \cdot \varepsilon \cdot E \cdot h_1, \quad (4)$$

де ΔS – сумарна величина пружних деформацій зубця ведучого та веденого коліс при ударі (рис.1); a – напівширина площини контакту (рис. 1) визначається за залежністю Герца [1]; l – довжина контактної лінії зубців коліс (для прямозубих коліс $l=b$, де b – ширина вінця); ε – відносна деформація зубців коліс по товщині L при ударі;

$$\varepsilon = \Delta S / L; \quad (5)$$

$$L = 2S_d / \cos \alpha \cdot \cos \beta;$$

S_d – товщина зубця по ділильному колу; E – середнє значення модуля пружності.

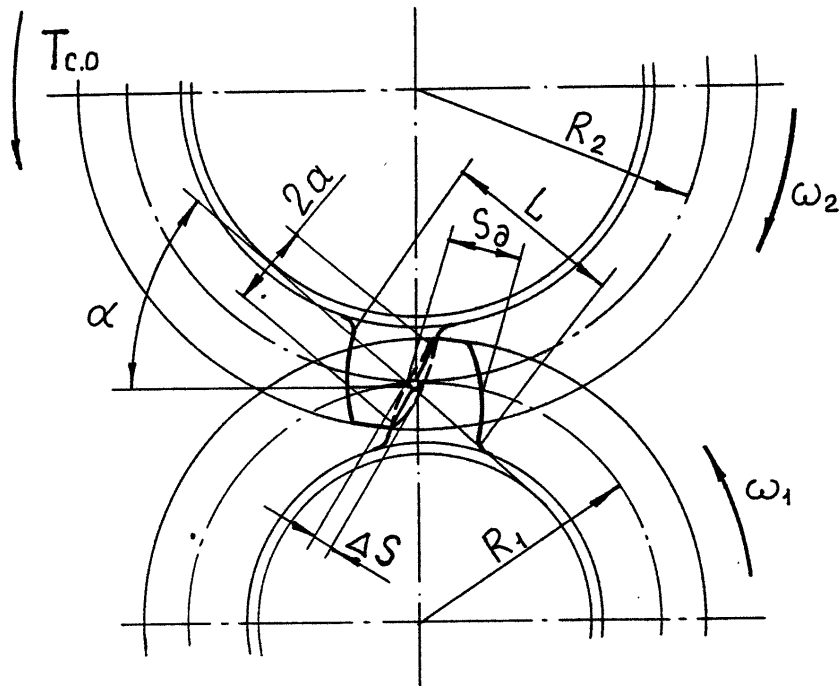


Рис. 1. Момент удару зубчастих коліс

Після підстановки значень (5) в (4) отримаємо

$$h_1 = \frac{N_{\max} \cdot S_d}{2a \cdot l \cdot E \cdot \cos \alpha \cdot \cos \beta},$$

або

$$h_1 = \frac{T_{\max} \cdot S_d}{2R_1 a \cdot l \cdot E \cdot \cos^2 \alpha \cdot \cos^2 \beta}. \quad (6)$$

Кут обертання ведучого колеса в період розгону буде

$$\varphi = \Delta / R_1 = \varepsilon_1 t^2 / 2, \quad (7)$$

де ε_1 – кутове пришвидшення; t – час розгону.

Своєю чергою

$$\varepsilon_1 = \omega_1 / t, \quad (8)$$

де ω_1 – кутова швидкість обертання ведучого зубчастого колеса;

$$t = \frac{2\omega_1 \cdot I_1}{T_d}; \quad (9)$$

I_1 – приведений до осі обертання ведучого зубчастого колеса момент інерції рухомих мас приводу; T_d – момент двигуна.

Тоді після підстановки (9) в (8) отримаємо

$$\varepsilon_1 = T_d / 2I_1. \quad (10)$$

Приведена швидкість обертання ведучого зубчастого колеса

$$\omega_n = \varepsilon_1 t. \quad (11)$$

Після підстановки (9) та (10) в (7), а потім в (11) отримаємо

$$\omega_n = (T_d / I_1) \sqrt{(\Delta I_1) / (T_d R_1)}.$$

У цьому разі лінійна швидкість зубця ведучого колеса на ділільному колі на початку удару

$$V_1 = \omega_n \cdot R_1; V_2 = 0.$$

Наприкінці удару їх швидкості V будуть однаковими. За законом збереження кількості руху

$$V = (m_1 \cdot V_1) / (m_1 + m_2), \quad (12)$$

де m_1, m_2 – відповідно приведені маси двигуна та механізмів сил опору до осей ведучого та веденого коліс.

Тоді швидкість відскоку веденого зубчастого колеса

$$V_B = V + k(V - V_2), \quad (13)$$

де k – коефіцієнт поновлення.

При $V_2 = 0$ залежність (13) спрощується до вигляду

$$V_B = V(1 + k). \quad (14)$$

Швидкість ведучого колеса після удару

$$V_{1y} = V + k(V - V_1), \quad (15)$$

а коефіцієнт поновлення у цьому випадку буде

$$k = \frac{V_{1y} - V}{V - V_1}. \quad (16)$$

Кут відскоку φ_B можна визначити зі значення кутової швидкості ω_B веденого колеса

$$\varphi_B = \omega_B \cdot t_B, \quad (17)$$

де t_B – час відскоку;

$$t_B = h_1 / V_B = \frac{h_1}{V(1+k)}. \quad (18)$$

Своєю чергою

$$\omega_B = V_B / R_2. \quad (19)$$

Тоді

$$\varphi_B = \frac{V_B \cdot h_1}{R_2 \cdot V(1+k)}. \quad (20)$$

Після підстановки (14) в (20) отримаємо

$$\varphi_B = \frac{V(1+k) \cdot h_1}{R_2 \cdot V(1+k)} = \frac{h_1}{R_2}. \quad (21)$$

Для визначення відстані l_1 від точки відскоку зубця веденого колеса після удару до точки його нового контакту з зубцем ведучого колеса скористаємося основними положеннями теорії зачеплення зубчастих передач та аналітичної геометрії [4, 5]

$$l_1 = \frac{1}{2} \frac{R_1 \cdot \varphi_B}{\sin \alpha}. \quad (22)$$

Після підстановки (21) в (22), отримаємо

$$l_1 = \frac{1}{2} \frac{R_1 \cdot h_1}{R_2 \cdot \sin \alpha} = \frac{z_1 \cdot h_1}{2z_2 \cdot \sin \alpha}. \quad (23)$$

Значення залежності (23) використаємо у залежності (2). Це дає можливість визначити у результаті значення коефіцієнта тертя з урахуванням дії зовнішніх динамічних навантажень

$$f_A = \frac{1}{4} \left(\frac{z_1 h_1}{2z_2 \sin \alpha (h_1 + \sqrt{h_1 \cdot \Delta})} \right) \quad (24)$$

Для аналізу отриманих результатів розглянемо зубчасту передачу редуктора загального призначення з середнім значенням модуля $m_n = 3$ мм, $z_1 = z_2 = 40$ при ступеневому навантаженні моментом сил опору $T_H = 6 \dots 65$ Н·м та дії зовнішніх динамічних навантажень зі значенням коефіцієнта $K_A = 7,5 \dots 2,5$, який розраховувався за відомою залежністю [2] при боковому зазорі між зубцями $\Delta = 0,03$ мм та $T_D = 36$ Н·м. Зубчасті колеса косозубі ($\beta = 5^\circ$) з кутом зачеплення $\alpha = 20^\circ$, ведуче колесо виготовлено зі сталі 40X, а ведене – зі сталі 45 (покращанні), середнє значення модуля пружності $E = 2 \cdot 10^5$ Н/мм², товщина зубця по ділильному колу $S_d = 9,42$ мм. Згідно з прийнятими T_H і K_A розраховано максимальні значення нормальних сил, які діють в зачепленні при динамічних навантаженнях. Їх значення знаходилися в межах $N_{max} = 798 - 2881$ Н. Відповідно до залежності Герца визначалася напівширина площини контакту, значення якої коливалися в межах $a = 4,4 \cdot 10^{-2} - 8,4 \cdot 10^{-2}$ мм. Результати розрахунків зображені на рис.2 і 3.

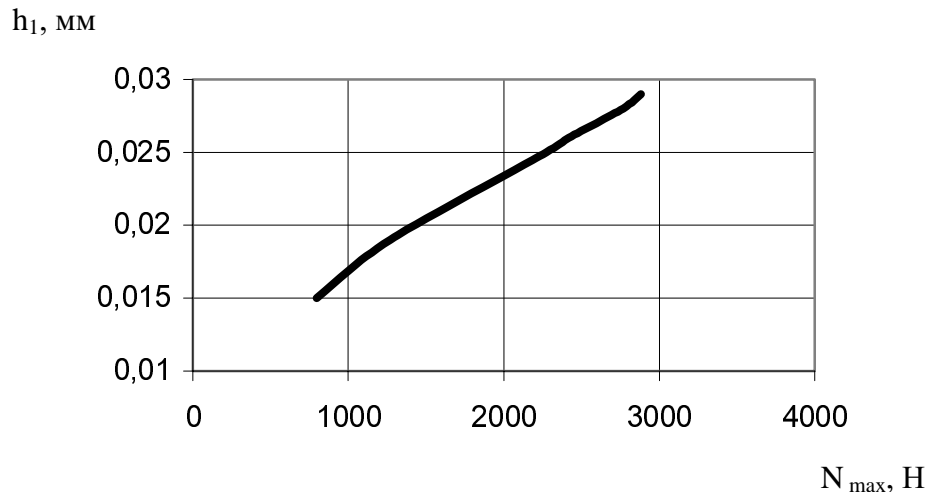


Рис. 2. Вплив ударних навантажень ведучого колеса на величину відскоку веденого колеса

Аналіз отриманих даних показує, що при зростанні сил зовнішніх динамічних навантажень величина відскоку веденого зубчастого колеса збільшується (рис. 2), що пов'язано зі зростанням енергії пружних деформацій. Одночасно зростає значення коефіцієнта тертя f_A за рахунок збільшення відскоку h_1 (рис. 3). Збільшення f_A пов'язано зі зростанням площини контакту зубців коліс при ударі та збільшенням питомої сили на цю площину, що може також призвести до руйнування мастильної плівки.

Коефіцієнт тертя f_A збільшується порівняно з коефіцієнтом тертя при статичних навантаженнях ($f = 0,1$ для умов, які розглядаються в [1]) в 2 – 2,4 раза. Тобто при врахуванні дії зовнішніх динамічних навантажень у процесі експлуатації зубчастих передач доцільно ввести коефіцієнт K_{fA} , який показує зміну коефіцієнта тертя при ударних навантаженнях зубців коліс передачі

$$K_{fA} = \frac{f_A}{f}. \quad (25)$$

Цей чинник можна вважати основним при розгляді процесу зношування зубців під час експлуатації. Його значення залежить від умов експлуатації, матеріалу зубчастих коліс та бокового зазору між зубцями коліс, динамічних навантажень тощо.

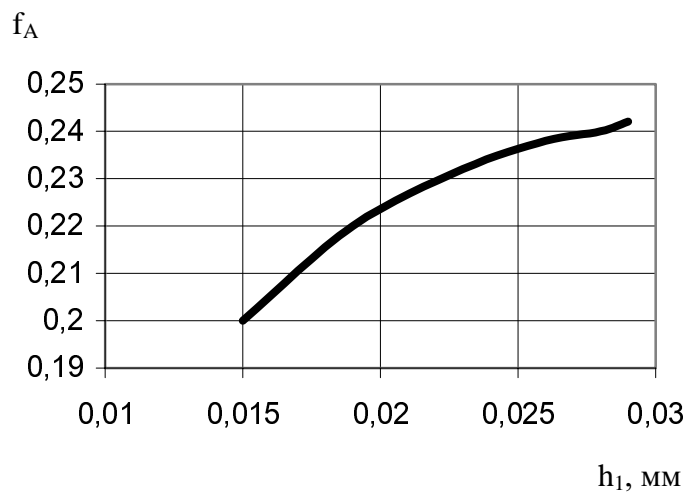


Рис. 3. Вплив величини відскоку h_1 веденого колеса на значення коефіцієнта тертя f_A

Висновки

На підставі виконаної роботи можна зробити такі висновки:

1. На значення коефіцієнта тертя між зубцями коліс впливають зовнішні динамічні навантаження. Зі збільшенням цих навантажень коефіцієнт тертя збільшується.
2. При збільшенні величини відскоку зубця колеса при ударі збільшується значення коефіцієнта тертя, що підвищує інтенсивність зношування зубців передачі.
3. Зі збільшенням ударного навантаження на зубці коліс збільшується величина відскоку. Наприклад, при збільшенні ударного навантаження у 2,3 раза коефіцієнт тертя збільшується у 1,5 раза.
4. Бажано продовжити роботу в цьому напрямку з метою уточнення отриманих залежностей для визначення коефіцієнта тертя між зубцями коліс передачі від дії динамічних навантажень при перехідних процесах з використанням останніх досягнень в трибології.

1. Крагельский И.В., Добычин М.Н., Комбалов В.С. Основы расчетов на трение и износ. – М., 1977. – 526 с. 2. Васильева О.Е. Забезпечення міцності та зносостійкості циліндричних зубчастих передач редукторів загального призначення з урахуванням дії зовнішніх динамічних навантажень: Автореф. дис... канд. техн. наук: 05.02.02 / НУ «Львівська політехніка». – Львів, 2002. – 20 с. 3. Беляев Н.М. Сопротивление материалов. – М., 1976. – 608 с. 4. Выгодский М.Я. Справочник по высшей математике. – М., 1962. – 872 с. 5. Тайц Б.А. Точность и контроль зубчатых колес. – М., 1972. – 368 с.

УДК 621.789.1+272.5

М.Л. Кукляк, Г.В. Гаврилов, В.В. Ступницький, Я.С. Щадило
Національний університет «Львівська політехніка»,
кафедра технології машинобудування

МІЦНІСТЬ СТРИЖНІВ В УМОВАХ КРУЧЕННЯ

© Кукляк М.Л., Гаврилов Г.В., Ступницький В.В., Щадило Я.С., 2003

Для подальшого підвищення міцності та збільшення терміну служби торсійних валів крім комплексного зміцнення, вдаються до застосування так званих «природно завитих» валів.

Розрахунки тримкої здатності таких конструктивних елементів вимагають інформації про жорсткість і напруження, які виникають у них під час роботи. Показано, що міцність суттєво залежить від нахилу ребер, чи взагалі волокон, закручених некруглих профілів, від геометричної форми поперечного перерізу стрижня.

For the further increase of bearing{*carrying*} ability and the increases of service life torsion of shaft, except for complex hardening, are done{*made*} attempts of application, so-called «naturally twirled» (open-ended structure) shaft, which under the form remind spiral drills.

The accounts of bearing{*carrying*} ability of such constructive elements require {*demand*} the information on rigidity and pressure{*voltage*}, which arise in them in an operating time. Is shown, that durability essentially depend on an inclination of edges, or in general of fibres twirled not round structures, from the geometrical form of cross section of a core.

Загальна характеристика проблеми. Надійність роботи машин і устаткування залежить від низки факторів, які можна умовно поділити на суб'єктивні та об'єктивні. Суб'єктивні фактори залежать від індивідуальних особливостей виконавця-конструктора,