

Фастовець П.М.

Національний науковий центр "Інститут механізації та електрифікації сільського господарства" (ННЦ "ІМЕСГ")

**МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ
ФРЕТИНГОВОГО ЗНОШУВАННЯ
СПРЯЖЕННЯ ВАЛА
З ПІДШИПНИКОМ КОЧЕННЯ**

Проблема

В конструкціях сільськогосподарських машин найбільш поширеними є рухомі і нерухомі спряження (від 70 до 95 %) [1]. Зокрема доля нерухомих за рахунок тертя спряжень, до яких відносяться спряження типу "вал-підшипник кочення", становить близько 35 %. Зношування цих спряжень спричиняє поступові відмови вузлів машин, наслідки яких усувають під час ремонту. З метою прогнозування обсягів ремонтного виробництва і підвищення його ефективності важливо знати ресурс підшипникових вузлів.

Аналіз останніх досліджень і публікацій

Стосовно фретингового зношування циліндричних поверхонь у спряженнях "вал-підшипник кочення" отримано значний обсяг експериментальних даних. Результати мікрометражних досліджень систематизували проф. Молодик М.В. і проф. Кряжков В.М. і встановили, що знос поверхонь валів, які спряжені з підшипниками кочення, знаходиться у межах від 0,02 мм до 0,04 мм, а внутрішніх поверхонь кілець підшипників кочення, які спряжені з поверхнями валів, - від 0,04 мм до 0,05 мм [1, 2]. Зношування цих поверхонь відбувається внаслідок фретинг-корозії, а при появі зазору – внаслідок окиснювання.

Статистичні дослідження зносу підшипникових вузлів в трансмісії трактора Т-150К були виконані проф. Кухтовим В.Г. [3]. Експериментальні залежності зносу h_g посадочних поверхонь валів під підшипники кочення від наробітку t підшипникового вузла він апроксимував степеневими функціями із врахуванням зносу за період припрацювання:

$$h_g = a \cdot t^v + \Delta h, \quad (1)$$

де α і v – експериментальні коефіцієнти;

Δh – знос за період припрацювання, мм.

Для коефіцієнтів α і v проф. Кухтов В.Г. отримав такі значення: коефіцієнт α знаходився в межах від $0,45 \cdot 10^{-10}$ до $0,78 \cdot 10^{-2}$, коефіцієнт v – від 0,20 до 2,09, параметр Δh становив 0,001 мм. В інтервалі наробітку від 3,0 тис. до 10,0 тис. мотогодин середньозважена швидкість зношування знаходилась у межах від $0,2 \cdot 10^{-5}$ мм/год до $0,4 \cdot 10^{-5}$ мм/год. На основі цих результатів було запропоновано виконувати попередній розрахунок зносостійкості посадочних поверхонь валів на стадії проектування.

Але отримані залежності не розкривають вплив фізико-механічних властивостей (твердості і коефіцієнта тертя) контактуючих поверхонь і параметрів кінематики (амплітуди і частоти мікропереміщень контактуючих поверхонь) спряження, а тому мають обмежене застосування.

Таким чином, незважаючи на значний обсяг експериментальних даних стосовно фретингового зношування циліндричних поверхонь у спряженнях "вал-підшипник кочення", розрахункові формули для визначення динаміки зношування практично відсутні. Для плоских поверхонь вже відомі розрахункові формули. Наприклад, для розрахунку зносу трибоконтакту двох плоских сталевих поверхонь при фретингу Стоуерс Н. і Рабінович Е. запропонували формулу [4], яка містить мінімально можливе число експериментальних коефіцієнтів:

$$h_F = k_F \frac{2\mu^n pA}{3NV}, \quad (2)$$

де h_F – знос при фретингу, м;

k_F – коефіцієнт фретингового зношування, безрозм.;

μ – коефіцієнт тертя, відн. од.; $n = 4$;

p – контактний тиск, Па;

A – амплітуда мікропереміщень (фретинга), м;

NV – твердість по Вікерсу, Па.

Формула (2) справедлива для амплітуди мікропереміщень, яка знаходиться у межах від 0,025 мм до 0,75 мм, і призначена для розрахунку зносу одиночного трибоконтакту, а не спряження, та для плоских, а не циліндричних поверхонь. Також вона не враховує число циклів і частоту мікропереміщень, а тому не дає можливості розраховувати залежність зносу від тривалості роботи спряження.

Мета досліджень подальший розвиток знань стосовно динаміки фретингового зношування нерухомого за рахунок тертя спряження двох циліндричних поверхонь шляхом встановлення закономірності зношування.

Результати досліджень

Для моделювання динаміки фретингового зношування нерухомого за рахунок тертя спряження посадочної поверхні вала з внутрішнім кільцем підшипника кочення було зроблено декілька допущень. По-перше, це відсутність відносного макропровертання кільця підшипника і посадочної поверхні вала, які спочатку були спряжені беззazorно, але після періоду припрацювання з'явився мікрозазор. Згідно з другим допущенням знос поверхонь по діаметру відбувається за рахунок зношування в окремому трибоконтакті між зовнішньою поверхнею вала і внутрішньою поверхнею внутрішнього кільця підшипника. В процесі роботи підшипникового вузла цей трибоконтакт дискретно переміщується по колу під дією навантажень та вібрацій. Для конкретного спряження число таких переміщень (трибоконтактів) є постійною величиною. По-третє, це те, що в кожному такому трибоконтакті відбувається фретингове зношування і величини зносу в усіх трибоконтактах однакові, тобто трибоконтакти рівноцінні між собою.

На підставі зроблених допущень та у відповідності до закону зношування, встановленого проф. Крагельським І.В. [5], було прийнято у якості моделі зношування одиничного трибоконтакту таке диференціальне рівняння:

$$\frac{dh_{mp}}{ds_{mp}} = kp^m, \quad (3)$$

де dh_{mp} – величина приросту зносу обох поверхонь в трибоконтакті за час dt_{mp} , протягом якого приріст шляху тертя в трибоконтакті відповідає величині ds_{mp} , м;

k і m – параметри закону зношування трибоконтакту, $(\text{Па}^{-1})^m$ і безрозм.;

p – контактний тиск в трибоконтакті між циліндричними поверхнями, Па.

Щоб перейти від моделі зношування одиничного трибоконтакту до моделі зношування спряження, врахували, що згідно з другим і третім допущенням, по-перше, знос спряження по діаметру h_c дорівнює подвійному зносу в трибоконтакті h_{mp} :

$$h_c = 2h_{mp}. \quad (4)$$

По-друге, час зношування спряження t_c зв'язаний з часом зношування одного трибоконтакту t_{mp} таким співвідношенням:

$$t_c = n \cdot t_{mp}, \quad (5)$$

де n – число трибоконтактів для конкретного спряження, шт.

Приріст шляху тертя ds_{mp} в трибоконтакті за досить малий інтервал часу dt_{mp} визначали за формулою:

$$ds_{mp} = 2A\omega \cdot dt_{mp}, \quad (6)$$

де A – амплітуда відносних мікропереміщень поверхонь у трибоконтакті, м;

ω – частота мікропереміщень у трибоконтакті, с^{-1} .

Після диференціювання співвідношень (4) і (5) та із врахуванням співвідношення (6), формула (3) набула такого виду:

$$\frac{dh_c}{dt_c} = \frac{4A\omega}{n} kp^m. \quad (7)$$

Формула (7) була прийнята у якості математичної моделі фретингового зношування нерухомого за рахунок тертя спряження посадочної поверхні вала з внутрішнім кільцем підшипника кочення. Вона встановлює залежність миттєвої швидкості зношування спряження (миттєвої швидкості зміни радіального зазору в спряженні) від кінематичних параметрів (A , ω , n) спряження, контактного тиску p і фізико-механічних властивостей контактуючих поверхонь, які визначають величину параметрів k і m .

Щоб розв'язати диференціальне рівняння (7), врахували, що при постійному навантаженні контактний тиск є функцією зносу, тому що змінюються радіуси контактуючих поверхонь і, відповідно, площа їх контактування. Для контактної тиску p в трибоконтакті між циліндричними поверхнями вала і кільця підшипника при їх внутрішньому дотиканні було використано формулу проф. Харача Г.М. [6], яка набула, після відповідних перетворень, такий вид:

$$p = \sqrt{\frac{(\Delta + h_{mp})F_p}{\pi\Theta \cdot l(R_1 + \Delta)(R_1 - h_{mp})}}, \quad (8)$$

де Δ – початкова різниця радіусів циліндричних поверхонь (наприклад, після періоду припрацювання або після використання деталей, які вже були у роботі і мають допустимий знос поверхонь), м;

h_{mp} – знос трибоконтакту циліндричних поверхонь, м;

F_p – радіальна сила (реакція опори), що діє в спряженні, Н;

Θ – постійна Кірхгофа, Па⁻¹, яку визначають за формулою: $\Theta = \frac{1 - \mu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \mu_2^2}{E_2}$;

E_1, E_2, μ_1, μ_2 – модулі пружності і коефіцієнти Пуассона контактуючих тіл, Па і відн. од.;

l – ширина посадочної поверхні під підшипник, м;

R_1 – початковий радіус циліндричної поверхні вала, м.

Розглянемо частковий випадок, коли параметр $m = 2$. Тоді із врахуванням формули (8) диференціальне рівняння (7) набуло виду:

$$\frac{dh_c}{dt_c} = \frac{4A\omega k}{n} \times \frac{F_p}{\pi\Theta l(R_1 + \Delta)(R_1 - h_{mp})} (\Delta + h_{mp}). \quad (9)$$

Врахувавши, що згідно із співвідношенням (4) $h_{mp} = 0,5h_c$, а також, що початковий радіальний зазор у спряженні $\Delta_p = 2\Delta$ і початковий діаметр вала $D_1 = 2R_1$, після інтегрування отримали розв'язок рівняння (9):

$$t_c = \frac{\pi\Theta l \cdot n(D_1 + \Delta_p)}{8A\omega k \cdot F_p} \left[(D_1 + \Delta_p) \ln \left(1 + \frac{h_c}{\Delta_p} \right) - h_c \right]. \quad (10)$$

Постійну інтегрування знайшли із початкової умови $h_c(0) = 0$.

Формула (10) зв'язує наробіток спряження і величину фретингового зносу спряження (радіального зазору) після періоду припрацювання в залежності від початкових розмірних (D_1, l, Δ_p) і кінематичних (A, ω, n) параметрів спряження, радіального навантаження (F_p) і фізико-механічних властивостей контактуючих поверхонь (Θ, k).

Перевірку адекватності математичної моделі фретингового зношування спряження “вал-кільце підшипника кочення”, яка описується закономірністю (7) і залежністю (10), виконали на прикладі роботи спряження вала первинного і підшипника 313 коробки передач трактора Т-150К. Для цього спряження відомі значення величини радіальної сили і початкового радіального зазору після періоду припрацювання та залежність зносу посадочної поверхні вала від наробітку, які визначені проф. В.Г. Кухтовим на основі експериментальних досліджень [4]:

$$h_g = 1,5 \cdot 10^{-6} \cdot t_c^{1,04} + 0,001, \quad (11)$$

де h_g – знос посадочної поверхні первинного вала по діаметру під підшипник 313, мм;

t_c – наробіток спряження, мотогод.

Вихідні дані для розрахунків наведені в таблиці. Конструктивні параметри спряження (D_1, l) визначили за даними конструкторської документації заводу-виготовлювача.

Вихідні дані для розрахунків динаміки зношування спряження вала первинного і підшипника 313 коробки передач трактора Т-150К

Назва показника і одиниці вимірювання	Умове позначення	Числове значення
Номінальний діаметр циліндричної поверхні вала, мм	D_1	65,0
Ширина посадочної поверхні, мм;	l	33,0
Частота обертання вала, c^{-1}	ω	35,0
Радіальна сила, кН	F_p	4,72
Початковий радіальний зазор у спряженні після періоду припрацювання, мм	Δ_p	0,002
Амплітуда фретинга, мм	A	0,02
Параметр закону зношування в трибоконтакті, 10^{-15} Па^{-1}	k	4,9
Постійна Кірхгофа, 10^{-12} Па^{-1}	Θ	9,1
Число трибоконтактів, шт.	n	30

В розрахунках зробили допущення, згідно з яким частота мікропереміщень у трибоконтакті дорівнює частоті обертання вала ω . Значення амплітуди фретинга розраховали за допомогою методу екстраполяції в процесі аналітичних досліджень залежності (10), керуючись умовою узгодженості між розрахунковими і експериментальними значеннями зносу. Постійну величину Θ розраховали для модулів пружності $E_1 = E_2 = 2,1 \cdot 10^{11} \text{ Па}$ і коефіцієнтів Пуассона $\mu_1 = \mu_2 = 0,3$. Параметр k закону зношування в трибоконтакті загартованої конструкційної сталі і підшипникової сталі марки ШХ15 та число трибоконтактів n визначені згідно з результатами експериментальних досліджень.

Розрахунки динаміки зношування спряження $h_c(t)$ за формулою (10) виконували методом ітерацій за допомогою програмного забезпечення "MathCAD". Крок ітерацій становив $\Delta h_c = 0,001 \text{ мм}$. Знос h_e посадочної поверхні вала під підшипник кочення визначали із врахуванням співвідношення, яке було встановлене на підставі результатів випробувань на фретингове зношування одиничного трибоконтакту:

$$h_e = 0,57 \cdot h_c. \quad (12)$$

В результаті розрахунків отримали залежності зносу спряження (радіального зазору) та зносу по діаметру посадочної поверхні первинного вала (із врахуванням співвідношення (12)) під підшипник 313 від наробітку спряження (рис. 1).

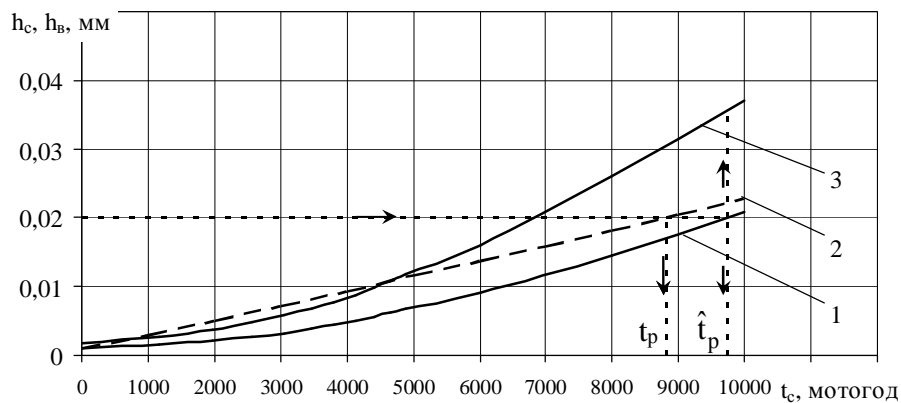


Рис. 1 – Залежності зносу від наробітку спряження:

- 1, 3 – розрахункові залежності зносу посадочної поверхні вала (h_c) і спряження (h_e);
2 – відома залежність зносу посадочної поверхні вала (h_e), яка описується формулою (11)

Розрахункові залежності апроксимували степеневими функціями:

$$h_c = 3,22 \cdot 10^{-9} \cdot t_c^{1,76} + 0,002, \quad (13)$$

$$h_g = 1,81 \cdot 10^{-9} \cdot t_c^{1,76} + 0,001. \quad (14)$$

Розбіжність між розрахунковою (14) та відомою залежностями $h_g(t_c)$ оцінили на підставі порівняння значень ресурсу. Врахувавши, що допустимий знос посадочної поверхні первинного вала під підшипник 313 становить 0,02 мм, значення ресурсу, визначене за допомогою емпіричної залежності (11), становить $t_p = 8,81$ тис. мотогодин, а прогнозоване значення ресурсу, визначене за допомогою теоретичної залежності (14), становить $\hat{t}_p = 9,74$ тис. мотогодин. Відносна різниця між значеннями ресурсу не перевищує 10 %, що є допустимим для виробів масового обслуговування. Крім цього розрахункове значення допустимого радіального зазору в даному спряженні, визначене за допомогою

теоретичної залежності (13), становить 0,036 мм, що відповідає технічними вимогами на капітальний ремонт трактора Т-150К. Таким чином, розроблену модель можна вважати адекватною.

Висновки

Розрахунки зносу спряження “вал-підшипник кочення” від його наробітку, які виконані на основі розробленої моделі, показали, що розрахункові залежності адекватно описуються степеневими функціями. Їх порівняння із відомими експериментальними результатами досліджень динаміки зношування посадочної поверхні первинного вала під підшипник 313 в коробці передач трактора Т-150К підтвердили адекватність моделі зношування для амплітуди фретинга 0,02 мм і початкового радіального зазору в спряженні після періоду припрацювання 0,002 мм: відносна похибка між розрахунковим значенням ресурсу і значенням ресурсу, визначеним на основі експериментальних досліджень, не перевищує 10 %, що є допустимим для виробів масового обслуговування.

Результати досліджень можуть бути застосовані для оцінки гарантованого гамма-відсоткового ресурсу відремонтованих підшипникових вузлів машин як одного з основних показників якості їх ремонту.

Перспективи подальших розробок у даному напрямку полягають у розширенні бази даних стосовно закономірностей і залежностей зношування підшипникових вузлів та в експериментальному визначенні амплітуди і частоти фретинга.

Література

1. Молодык Н. В. Восстановление деталей машин. Справочник / Н.В. Молодык, А. С.Зенкин. – М.: Машиностроение, 1989. – 480 с.
2. Кряжков В. М. Надежность и качество сельскохозяйственной техники / В.М. Кряжков. – М.: Агропромиздат, 1989. – 335 с.
3. Стоуерс Н.Е. Механизм фретинг-износа / Н.Е. Стоуерс, Е. Рабинович // Проблемы трения и смазки. – 1973. – № 1. – С. 73-79.
4. Кухтов В. Г. Долговечность деталей шасси колесных тракторов / В.Г.Кухтов – Харьков: ХНАДУ, 2004. – 292 с.
5. Крагельский И. В. Основы расчетов на трение и износ / И.В. Крагельский, М.Н. Добычин, В.С. Комбалов. – М.: Машиностроение, 1977. – 526 с.
6. Блюмен А. В. Расчетная оценка интенсивности изнашивания и ресурса сопряжения вал-втулка с обратной парой трения / А.В. Блюмен, Г.М. Харач, Д. Г. Эфрос // Вестник машиностроения. – 1976. – № 2. – С. 29-32.

Надійшла 06.04.2011